

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

# Návrh induceru s proměnnou lopatkovou mříží

## Design of Inducer with Variable Pitch

Student:

Bc. Patrik Marcalík

Vedoucí diplomové práce:

prof. RNDr. Milada Kozubková, CSc.

Ostrava 2019

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

## Zadání diplomové práce

Student:

**Bc. Patrik Marcalík**

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

2302T043 Hydraulika a pneumatika

Téma:

Návrh induceru s proměnnou lopatkovou mříží  
Design of Inducer with Variable Pitch

Jazyk vypracování:

čeština

Zásady pro vypracování:

Zpracujte teoreticky a matematicky problematiku proudění vody inducerem z hlediska tvaru lopatkové mříže a případně kavitace s využitím pokladů firmy SIGMA Výzkumný a vývojový ústav.

- Popis induceru
- Teorie odstředivého čerpadla, induceru a kavitace, teorie matematických modelů proudění s kavitací
- Vlastní hydraulický návrh induceru
- CFD analýza induceru s proměnnou lopatkovou mříží
- Zpracování výsledků

Seznam doporučené odborné literatury:

INCROPERA, F. a kol.: *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 6. edition, John Wiley and Sons 2007, 996p., ISBN 978-0-471-45728-2.

GÜLICH, J. F.: *Centrifugal pumps. 3rd edition*. Heidelberg: Springer, 2014. ISBN 978-3-642-40113-8.

KOZUBKOVÁ, M.: *Modelování proudění tekutin FLUENT, CFX*. Ostrava: VŠB-TU, 2008, 115 s., ISBN 978-80-248-1913-6, (Elektronická publikace na CD ROM.)

KOZUBKOVÁ, M. A KOL.: *Modelování přenosu hmoty, hybnosti a tepla*. Ostrava: VŠB-TU, 2011, 115 s., ISBN 978-80-248-1913-6, (Elektronická publikace na CD ROM).

Ansys, Inc. *ANSYS FLUENT 17 - Theory Guide*. 2015.

Ansys, Inc. *ANSYS FLUENT 17 - User's Guide*. 2015.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **prof. RNDr. Milada Kozubková, CSc.**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019

---

doc. Dr. Ing. Lumír Hružík  
vedoucí katedry



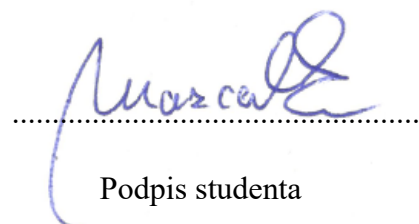
---

prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 20. 5. 2019

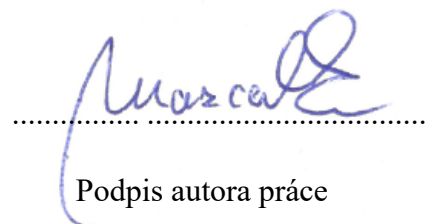
A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Mascher', is written over a horizontal dotted line. The signature is fluid and cursive.

Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že – podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů – že tato diplomová práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 20. 5. 2019



Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Patrik Marcalík

Adresa trvalého pobytu autora práce: Josefa Kotase 13, Ostrava – Hrabůvka, 70030

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

MARCALÍK, P. *Návrh induceru s proměnnou lopatkovou mříží*: diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2019, 65 s. Vedoucí práce: Kozubková, M.

Diplomová práce se zabývá metodikou návrhu induceru s proměnnou lopatkovou mříží. Úvodní část je věnována teorii odstředivých čerpadel a kavitace. Dále je popsán doprovodný experiment na Venturiho dýze. Posléze je uvedena základní teorie induceru, následovaná popisem matematických modelů turbulence a kavitace, běžně používaných pro řešení CFD úloh v této oblasti. Hlavní část této práce tvoří metodika návrhu induceru pro konkrétní zadanou aplikaci pomocí řady vzorců dle literatury, a CFD analýzy. Nakonec je vyhodnocena CFD analýza parametrů funkčního celku čerpadla s inducerem, kde hlavní pozornost je věnována kavitačnímu výpočtu s cílem stanovit strhávací křivky. Pozornost je také věnována porovnání výpočtu pomocí softwaru ANSYS CFX a FLUENT (vlivu různých kombinací okrajových podmínek a počtu fází).

## ANNOTATION OF DIPLOMA THESIS

MARCALÍK, P. *Design of Inducer with Variable Pitch*: Diploma Thesis. Ostrava: VŠB –Technical University of Ostrava, Department of Hydrodynamics and Hydraulic Equipments, 2019, 65 p. Thesis head: Kozubková, M.

The diploma thesis deals with methodology of inducer design with variable pitch. The introductory part is devoted to the theory of centrifugal pumps and cavitation. Further, an accompanying experiment on a Venturi nozzle is described. Basic theory of inducer is then presented, followed by a description of the mathematical models of turbulence and cavitation commonly used to solve CFD problems in this field. The main part of this work consists of inducer design methodology for a specific application using a series of formulas according to literature, and CFD analysis. Finally, the CFD analysis of the parameters of the pump functional unit with inducer is evaluated, where the main attention is paid to the cavitation calculation in order to determine the entrainment curves. Attention is also paid to the comparison of calculations using ANSYS CFX and FLUENT software (influence of different combinations of boundary conditions and number of phases).

# Obsah

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ .....	1
SEZNAM POUŽITÝCH ZNAKŮ .....	3
1 Úvod.....	4
2 Odstředivá čerpadla.....	4
2.1 Radiální čerpadla .....	5
2.2 Diagonální čerpadla .....	6
2.3 Axiální čerpadla.....	7
2.4 Výběr typu čerpadla.....	8
3 Kavitace.....	9
3.1 Tlak nasycení .....	11
3.2 NPSH charakteristika.....	12
3.3 Kavitační číslo .....	13
4 Vyhodnocení podpůrného experimentu na Venturiho dýze.....	13
4.1 Vizualizace kavitace v jednoduché geometrii Venturiho dýzy .....	13
4.1.1 Výsledky simulace oblasti kavitačního mraku ve Venturiho dýze .....	15
5 Inducer.....	18
6 Matematické modely vícefázového proudění s kavitací .....	19
6.1 Turbulentní model $k-\omega$ SST.....	21
6.2 Kavitační model Zwart – Gerber – Belamri .....	22
6.3 Metoda konečných objemů.....	23
7 Vlastní návrh induceru s proměnou lopatkou mříží .....	24
7.1 Teoretický návrh geometrie lopatky induceru .....	24
7.2 Návrh skutečné geometrie lopatky induceru (jednofázová CFD analýza) ....	29
7.2.1 ANSYS BladeGen .....	30
7.2.2 ANSYS TurboGrid.....	32
7.2.3 ICEM CFD .....	33
7.2.4 ANSYS CFX .....	34

8	CFD vícefázová kavitační analýza čerpadla s inducerem.....	37
8.1	Tvorba výpočetního 3D modelu .....	39
8.2	Vyhodnocení výsledků CFD analýzy .....	41
8.2.1	Vyhodnocení CFD analýzy pro průtok čerpadlem $Q = 180 \text{ kgs}^{-1}$ .....	41
8.2.2	Výkonové charakteristiky .....	44
8.2.3	Porovnání vlivu výpočtových softwarů, počtu fází a okrajových podmínek na výsledek řešení .....	46
9	Závěr .....	52
10	Seznam použité literatury.....	54
11	Seznam příloh.....	55



# SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

## LATINSKÁ ABECEDA

VELIČINA	NÁZEV VELIČINY	JEDNOTKA
$A$	plocha, průřez	$[m^2]$
$a$	zrychlení	$[m\ s^{-2}]$
$c, u$	rychlost proudícího média	$[m\ s^{-1}]$
$c_m$	meridiální složka rychlosti	$[m\ s^{-1}]$
$c_u$	unášivá složka absolutní rychlosti	$[m\ s^{-1}]$
$D$	průměr	$[m]$
$e$	tloušťka lopatky induceru	$[m]$
$F_{v; c}$	odpařovací, kondenzační koeficient	$[*]$
$f_q$	počet nátoků do oběžného kola	$[-]$
$G_k; \omega$	přírustový člen	$[*]$
$g$	gravitační zrychlení	$[m\ s^{-2}]$
$H$	statická výška	$[m]$
$H_p$	statická výška vyvozená inducerem	$[m]$
$i$	incidence	$[^\circ]$
$k$	turbulentní kinetická energie	$[m^2\ s^{-2}]$
$k_3$	součinitel	$[-]$
$k_n$	blokace vlivem náboje	$[-]$
$L$	délka	$[m]$
$NPSH$	pozitivní sací výška	$[m]$
$NPSH_{ok}$	pozitivní sací výška oběžného kola	$[m]$
$NPSH_R$	požadovaná pozitivní sací výška dle určitého kavitačního kritéria	$[m]$
$n$	otáčky	$[min^{-1}]$
$n_b$	rychlloběžnost	$[-]$
$n_{ss}$	specifická sací rychlost	$[-]$
$p$	statický tlak u Venturiho dýzy	$[Pa]$
$Q$	průtok	$[-]$
$Q_v$	objemový průtok	$[m^3\ s^{-1}]$
$Q_m$	hmotnostní průtok	$[kg\ s^{-1}]$
$R_b$	poloměr parní bubliny	$[m]$

$t$	teplota	[°C]
$t$	čas	[s]
$u$	unášivá rychlost	[m s <sup>-1</sup> ]
$w$	relativní rychlost	[m s <sup>-1</sup> ]
$Y$	měrná energie čerpadla	[J kg <sup>-1</sup> ]
$Y_{k; \omega}$	disipační člen	[*]
$z_{ind}$	počet lopatek induceru	[-]

## ŘECKÁ ABECEDA

VELIČINA	NÁZEV VELIČINY	JEDNOTKA
$\alpha_k$	objemový zlomek k-té fáze	[-]
$\beta$	úhel lopatky bez vlivu blokace	[°]
$\beta'$	úhel lopatky s vlivem blokace	[°]
$\beta_B$	úhel lopatky pro zvolenou incidenci	[°]
$\Gamma$	člen efektivní difúze	[*]
$\bar{\delta}$	kroneckerovo delta, tenzor	[-]
$\delta_2$	deviační úhel	[°]
$\Delta y$	měrná kavitační deprese	[J kg <sup>-1</sup> ]
$\varepsilon$	turbulentní disipace	[m <sup>2</sup> s <sup>-3</sup> ]
$\eta_h$	hydraulická účinnost	[-]
$\mu$	dynamická viskozita	[Pa s]
$\mu_t$	turbulentní viskozita	[Pa s]
$\nu$	kinematická viskozita	[m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> ]
$\rho$	hustota	[kg m <sup>-3</sup> ]
$\sigma$	kavitační číslo	[-]
$\sigma_3$	kavitační součinitel	[-]
$\tau$	napětí	[Pa]
$\tau_1$	blokace vlivem lopatky	[-]
$\varphi$	průtokový součinitel	[-]
$\psi_p$	nárůst statického tlaku v induceru	[-]
$\omega$	specifická míra rozptylu	[-]

## Indexy

1	vstup
2	výstup
a	vnější proudnice
i	vnitřní proudnice
m	střední proudnice
s	nasycení
sHG	sací hrdlo čerpadla
stat	statický
dyn	dynamický
tot	totální
vap	povrch parní bubliny
k	k-tá fáze
m	směs
l	kapalina
*	tyto členy nabývají jednotku dle použitých veličen v příslušných rovnicích

## PŘEPOČET JEDNOTEK

$$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa}$$

Všechny v této práci dále uvedené tlaky jsou uvažovány jako **ABSOLUTNÍ**

## SEZNAM POUŽITÝCH ZNAKŮ

Vektor  $\vec{u}$

Tenzor  $\bar{\bar{u}}$

$$\text{Dyadický vektorový součin } \vec{u} \otimes \vec{u} = \begin{pmatrix} u_x u_x & u_y u_x & u_z u_x \\ u_x u_y & u_y u_y & u_z u_y \\ u_x u_z & u_y u_z & u_z u_z \end{pmatrix}$$

$$\text{Gradient vektoru } \nabla = \left( \frac{\partial}{\partial x}, \frac{\partial}{\partial y}, \frac{\partial}{\partial z} \right) = \vec{i} \frac{\partial}{\partial x} + \vec{j} \frac{\partial}{\partial y} + \vec{k} \frac{\partial}{\partial z}$$

# 1 Úvod

Diplomová práce se zabývá teorií induceru s proměnnou lopatkovou mříží, jeho použití v technické praxi, teoretickým a matematickým popisem proudění v induceru s přihlédnutím ke kavitačnímu jevu, popisem postupu hydraulického návrhu a CFD analýzou. Hlavní náplň CFD analýzy bude probíhat v prostředí ANSYS CFX, specifické oblasti zájmu budou navíc analyzovány i v prostředí ANSYS FLUENT a bude provedeno jejich porovnání.

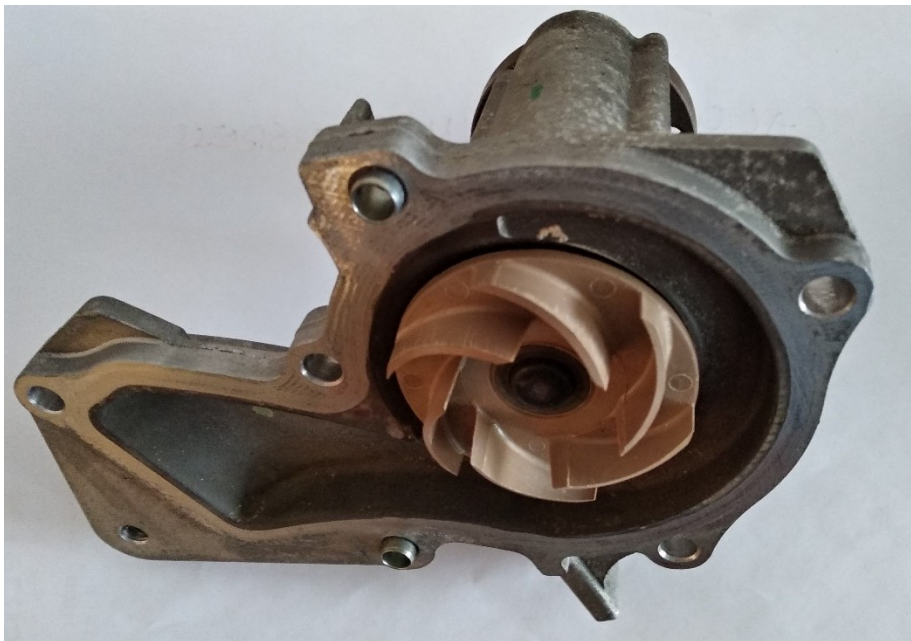
Teoretická část diplomové práce se opírá o odbornou literaturu.

Cílem této práce je dle zadaných parametrů, které poskytla společnost CENTRUM HYDRAULICKÉHO VÝZKUMU spol. s r.o. (dále jen CHV), navrhnout vhodný inducer s proměnnou lopatkovou mříží pro konkrétní aplikaci v odstředivém čerpadle *200-NED-400-35-spec.*

Pro realizaci této práce bylo využito programového prostředí ANSYS.

## 2 Odstředivá čerpadla

Odstředivá čerpadla jsou velmi důležitý nástroj technického světa, ať již konkrétně v technické praxi, nebo v každodenním životě, což ilustruje celosvětový trh s odstředivými čerpadly, jehož objem se pohybuje v řádu desítek miliard dolarů ročně s aplikacemi napříč všemi technickými odvětvími.

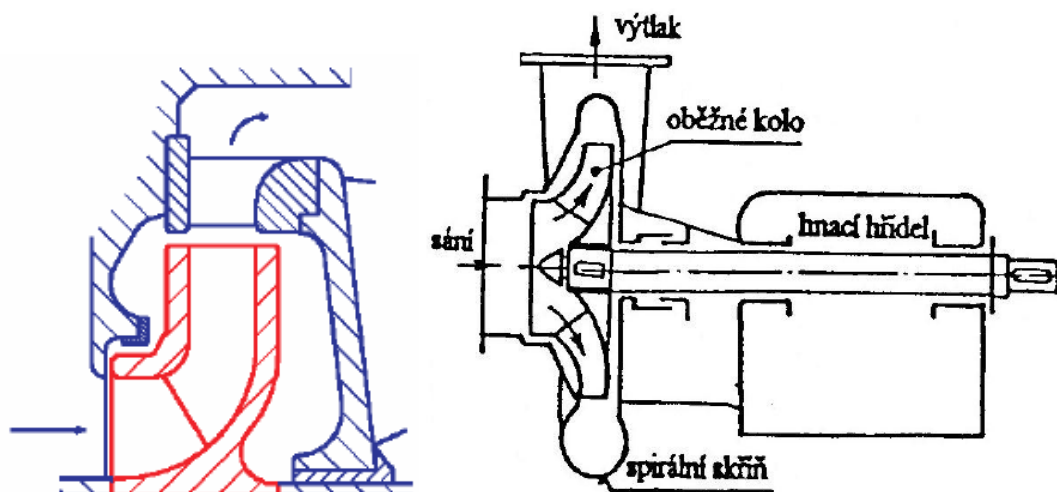


Obr. 2. 1 Řez odstředivým čerpadlem

Pojmem odstředivé čerpadlo rozumíme skupinu hydrodynamických čerpadel mnohých konstrukcí, v této práci budou popsána pouze čerpadla lopatkové konstrukce, která pracují na základě nepřímé přeměny energie, čímž se rozumí přeměna mechanické energie  $E_{\text{mech}}$ , která je čerpadlu dodávána na hřídel, na energii kinetickou  $E_{\text{kin}}$  pomocí oběžného kola čerpadla, která se následně mění na energii hydraulickou  $E_{\text{hyd}}$  ve spirále čerpadla. Jako taková se konstruuují s průtoky v rozsazích od  $0,001$  po  $60 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$  pro dopravní výšky v rozsahu zhruba 1 až 5000 m při otáčkách od několika set až po  $30\,000 \text{ min}^{-1}$ , tyto hodnoty, ať už na své spodní nebo horní hranici nejsou myšleny jako limitní, slouží pouze k ilustraci širšího možného uplatnění<sup>1</sup>.

Nátok kapaliny do oběžného kola je většinou realizován jako axiální, podle směru výstupu kapaliny z oběžného kola je možno uplatnit dělení konstrukcí na radiální, axiální a diagonální (semi – axiální).

## 2.1 Radiální čerpadla



Obr. 2. 2 Řez radiálním čerpadlem, vlevo oběžné kolo s difuzorem<sup>2</sup>, vpravo celé těleso čerpadla<sup>2</sup>

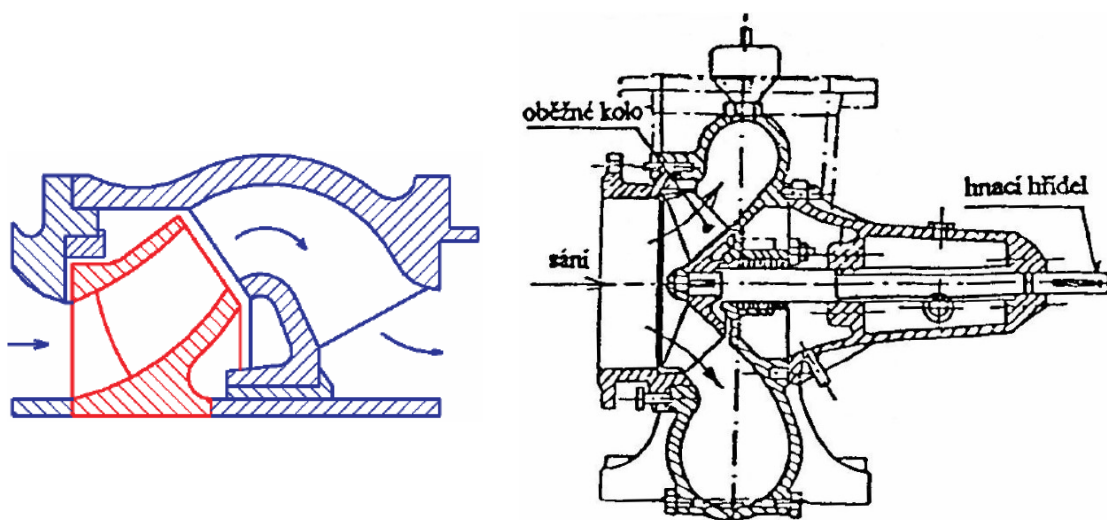
Tento typ čerpadel je používán pro dosažení velkých výstupních tlaků (dopravní výška) na úkor menšího přenášeného průtoku. Mohou být jedno, nebo vícestupňová, s jedním nebo dvěma do oběžného kola<sup>3</sup>.



Obr. 2. 3 Různé typy radiálních oběžných kol

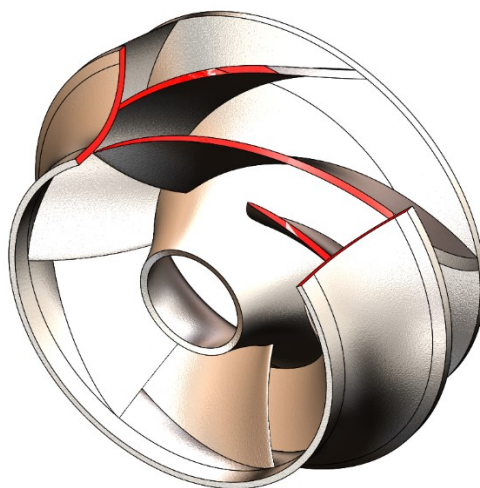
Tento typ čerpadla nachází uplatnění v široké škále aplikací, z nichž můžeme např. jmenovat procesní čerpadla, v potravinářském průmyslu, ve farmacii, uplatnění nacházejí i jako důlní čerpadla. Obrovské uplatnění také nacházejí v energetice, ať už v klasických nebo jaderných elektrárnách. Často jsou používána na přepravu vody ve vodovodních sítích, při použití příslušných materiálů s nimi lze čerpat i abrazivní, kyselé, či jinak nebezpečné látky<sup>1</sup>.

## 2.2 Diagonální čerpadla



Obr. 2. 4 Řez diagonálním čerpadlem, vlevo oběžné kolo s difuzorem<sup>2</sup>, vpravo celé těleso čerpadla<sup>2</sup>

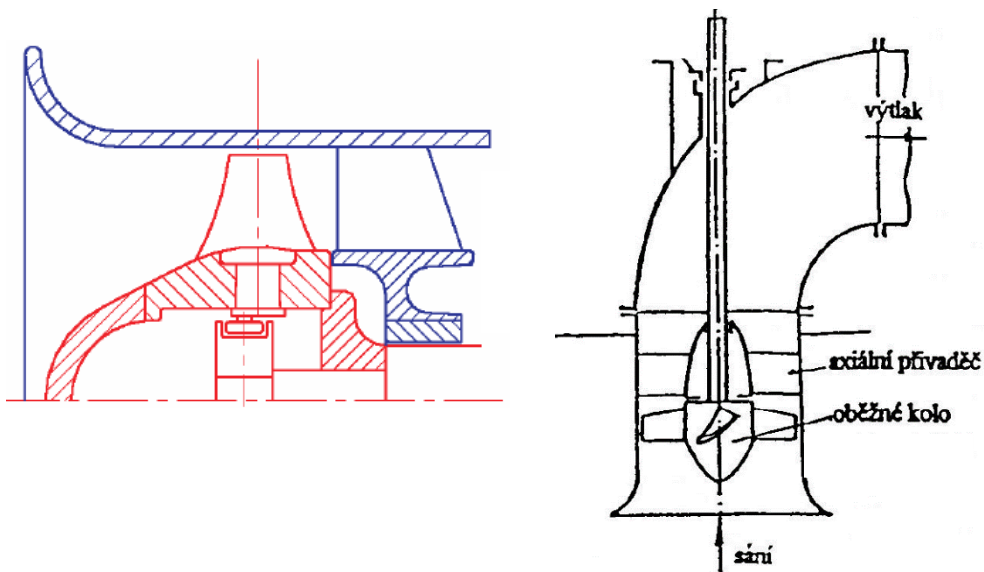
Oproti radiálním typům jsou diagonální čerpadla určena pro vyšší průtoky, ovšem za cenu menších dopravních výšek. Jako diagonální typy mohou být vícestupňová, s jedním nebo dvěma nátoky do oběžného kola.<sup>2</sup>



Obr. 2. 5 3D model radiálního oběžného kola

Podobně jako radiální čerpadla nacházejí uplatnění jako procesní čerpadla, v chladicích systémech, jako kalová čerpadla. Velké uplatnění taktéž nacházejí v aplikacích v energetice. Typicky slouží jako zavodňovací, potažmo odvodňovací čerpadla <sup>1</sup>.

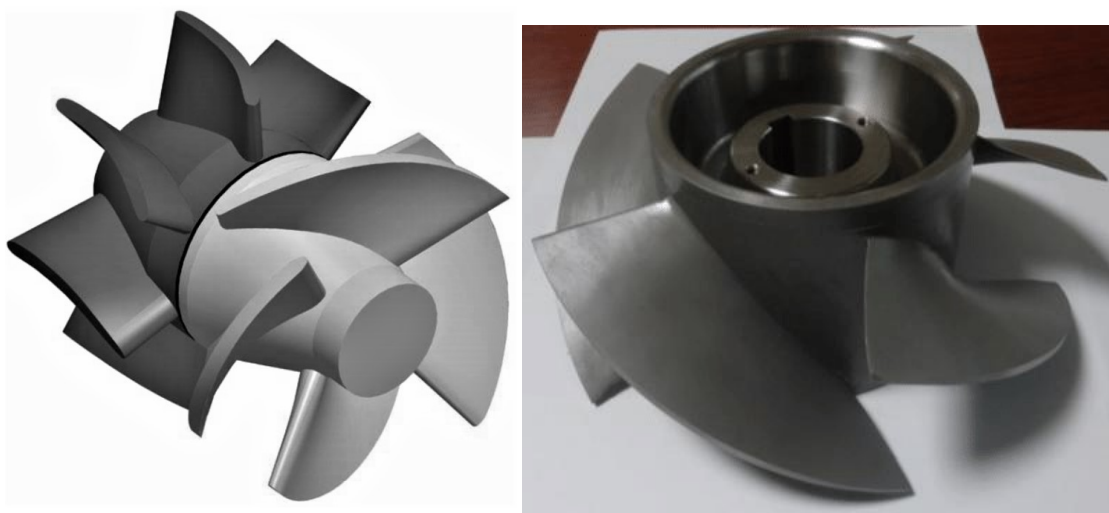
### 2.3 Axiální čerpadla



Obr. 2. 6 Řez axiálním čerpadlem, vlevo oběžné a rozváděcí kolo<sup>2</sup>, vpravo celé těleso čerpadla <sup>2</sup>

Oproti předešlým typům čerpadel se axiální čerpadla konstruují pro relativně velké průtoky do malých dopravních výšek. Jejich oběžné kolo je ve své podstatě vrtule s dvěma až čtyřmi lopatkami, které mohou být pevné, popřípadě i nastavitelné. Standardně bezprostředně za oběžných kolem následuje pevné rozváděcí kolo, viz Obr. 2. 6.





Obr. 2. 7 3D model axiálního oběžného kola (světle šedá) a pevného rozváděcího kola (tmavě šedá) (vlevo)<sup>4</sup>, příklad axiálního oběžného kola (vpravo)<sup>5</sup>

Axiální čerpadla se používají zejména pro závlahy, nebo jako odvodňovací, zavodňovací čerpadla, popř. v chladících okruzích elektráren, v chemickém průmyslu apod<sup>1</sup>.

## 2.4 Výběr typu čerpadla

Pro snadný výběr správného typu čerpadla pro danou aplikaci se často používá odvozených kritérií hydrodynamické podobnosti. Nejzákladnějším kritériem je tzv. rychloběžnost:

$$n_b = n \frac{Q^{0,5}}{Y^{0,75}} [-] \quad 2.1$$

kde  $n$  jsou otáčky hřídele čerpadla [ $s^{-1}$ ];  $Q$  průtok čerpadlem [ $m^3 s^{-1}$ ];  $Y$  měrná energie čerpadla [ $J kg^{-1}$ ] <sup>6</sup>

Radiální oběžná kola			Diagonální oběžná kola		Axiální oběžná kola
$n_b \approx 0,02 - 0,09$	$n_b \approx 0,15$	$n_b \approx 0,3$	$n_b \approx 0,1$	$n_b \approx 0,48$	$n_b \approx 0,48 - 1,2$

Obr. 2. 8 Přehled přibližných hodnot rychloběžnosti v závislosti na typu čerpadel <sup>6</sup>

Z hlediska kavitace a  $NPSH_3$ , viz kap. 3 a 5, se uplatňuje kritérium sacích specifických otáček<sup>1</sup>:



$$n_{ss} = n \frac{\sqrt{Q/f_q}}{NPSH_3^{0,75}} [-]$$

kde  $f_q$  je počet nátoků do oběžného kola

### 3 Kavítace

Kavitací se rozumí částečné odpařování dopravované kapaliny. Ve své podstatě se jedná o lokální multifázové proudění, kde dochází k transportu kavity vyplněné vodní párou, která vzniká v oblastech kde dochází k poklesu statického tlaku pod hodnotu tlaku nasycení vlivem neúměrně velké rychlosti proudící kapaliny. U hydrodynamických čerpadel je tato oblast typicky u vstupu do oběžného kola čerpadla, kde kapalina nabírá velkých rychlostí kolem stěny sací části lopatky, do oblastí ve směru proudu, kde statický tlak je opět větší, nežli tlak nasycení<sup>1</sup>.



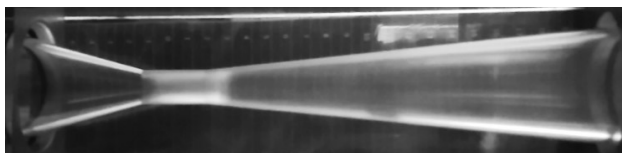
Obr. 3. 1 Příklad sací oblasti radiálního oběžného kola

V této oblasti dochází k implozi kavity, pára vyplňující kavitu náhle kondenzuje zpět z plynné fáze do kapalné, okolní kapalina rázově vyplní takto nově vytvořené místo v kavitě. Tento jev je doprovázen vznikem tlakové vlny, která zejména v blízkosti např. lopatek oběžného kola čerpadla má za následek kavitační opotřebení (kavitační eroze). Tato rázová vlna může dosahovat hodnot až  $1000 \cdot 10^5 \text{ Pa}^1$ .

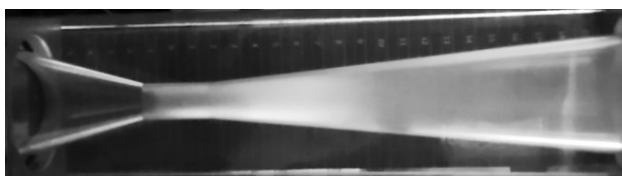
Z hlediska vývoje kavitačního mraku rozeznáváme 3 stádia:



1. Počátek kavitace



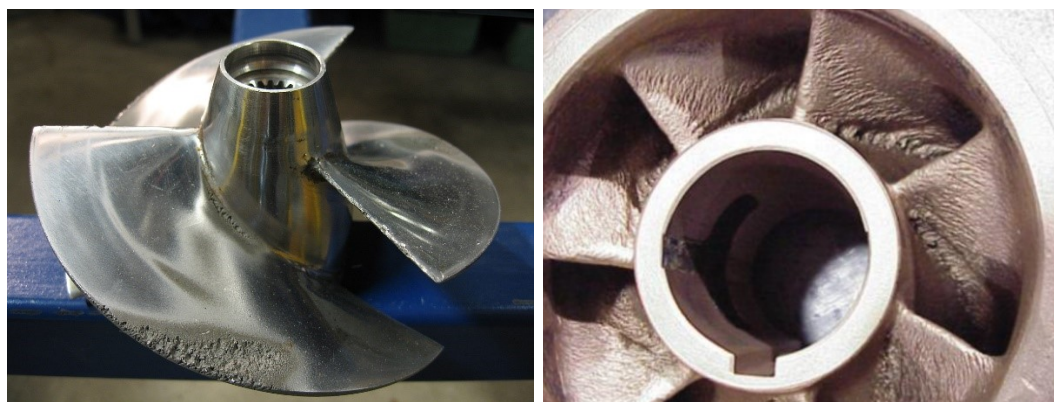
2. Přejímová oblast



3. Rozvinutá kavitace

Obr. 3. 2 Stádia vývoje kavitačního mraku

Dosažení prvního stádia, tj. počátek kavitace, je charakterizováno tlakovými pulzy, při kterých se kavitační oblast periodicky zvětšuje a zmenšuje, nicméně nedochází k ovlivnění výkonových parametrů. Tento děj nastává na hranici tlaku nasycení, při dalším snížení tlaku se kavitační oblast bude zvětšovat a stabilizovat až dosáhne hranice plného rozvinutí, kde začne znatelně ovlivňovat výkonové parametry systému.



Obr. 3. 3 Kavitační opotřebení na lodním šroubu (vlevo)<sup>7</sup>, na oběžném kole (vpravo)<sup>8</sup>

Následkem kavitačního opotřebí dochází ke snížení výkonových parametrů čerpadla, tj. dopravní výšky, průtoku, potažmo až k jeho úplné destrukci, viz Obr. 3.1. Dalším doprovodným jevem jsou vibrace, které mohou mít za následek poškození např. ložisek, svarů a hřídelových ucpávek. Mimo tato materiálová opotřebení je následkem kavitace také hluk, který může dosahovat hodnot 90 dB<sup>9</sup> a vyšších, což pro představu odpovídá projíždějícímu nákladnímu automobilu nebo osobnímu vlaku<sup>10</sup>.



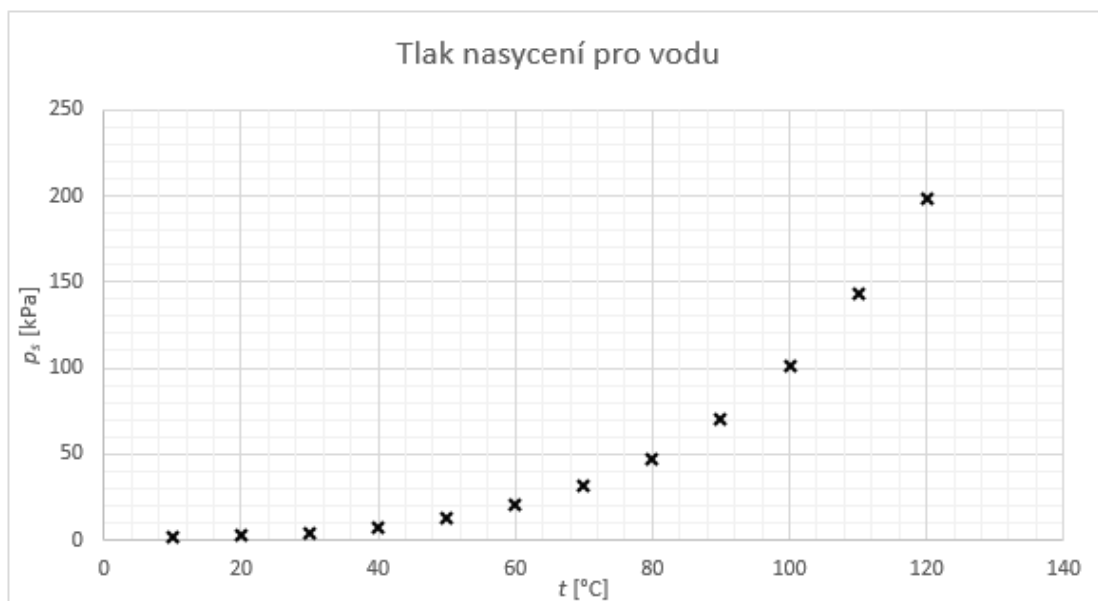
Obr. 3. 4 Oběžné kolo zcela zničeno kavitačním opotřebením (vlevo), detail (vpravo)

### 3.1 Tlak nasycení

Z fyzikálního hlediska je tlak nasycení **nejnižší** hodnota tlaku, při kterém ještě může kapalina, v tomto konkrétním případě voda, existovat v kapalně fázi při dané teplotě. V Tab. 3. 1 lze vidět hodnoty tlaku nasycení pro vodu pro vybrané hodnoty teplot, zde je patrná silná závislost na teplotě, kde s rostoucí teplotou stoupá i hodnota tlaku nasycení. Čili čím má kapalina v obvodu větší teplotu tím snáze se dosáhne pod tuto tlakovou hranici a kavitačního jevu.

Tab. 3. 1 Hodnota tlaku nasycení pro vodu při dané teplotě<sup>11</sup>

Teplota vody $t$ [°C]	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
Tlak nasycení $p_s$ [kPa]	1.23	2.34	4.24	7.38	12.34	19.92	31.2	47.4	70.1	101.3	143.3	198.5

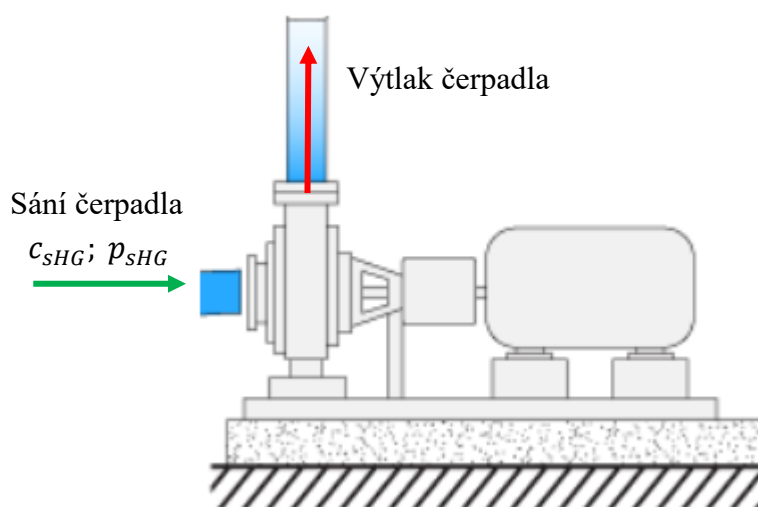


Obr. 3. 5 Tlak nasycení pro vodu při daných teplotách

### 3.2 NPSH charakteristika

Jak již bylo uvedeno výše, kavitační jev má za následek snížení výkonových parametrů čerpadla, při rozvinuté kavitaci může dokonce dojít i k přerušení proudu kapaliny. Nátokové poměry na sání čerpadla jsou proto důležitým kritériem pro výběr správného druhu čerpadla pro danou aplikaci. Významným parametrem v této oblasti je tzv. NPSH, z anglického „Net Positive Suction Head“ (čistá pozitivní sací výška). Ve své podstatě se jedná o minimální přípustný tlak na sání čerpadla potřebný k tomu, aby byla vyloučena kavitace<sup>11</sup>:

$$NPSH = \frac{\Delta y}{g} = \frac{p_{sHG} - p_s}{\rho g} + \frac{c_{sHG}^2}{2g} \quad [m] \quad 3.1$$



Obr. 3. 6 Parametry vstupující do výpočtu  $NPSH$ <sup>12</sup>

kde  $\Delta y$  je kritická hodnota kavitační deprese,  $p_{sHG}$  tlak přítomný na sání čerpadla;  $c_{sHG}$  rychlost kapaliny na sání čerpadla;  $p_s$  tlak nasycení kapaliny, viz. Tab. 3. 1

Při tlaku  $p_{min} = p_s$  začínáme hovořit o počátku kavitace, tj. začínají se objevovat první parní bubliny. Příslušná  $NPSH$  tohoto děje se označuje jako  $NPSH_i$ . Tato hodnota je důležitá, protože vypovídá o minimálním tlaku na sání čerpadla, kdy na vstupní části lopatek oběžného kola dochází k vývinu prvních pozorovatelných parních bublin. Kavitační mrak není rozvinutý a na výkonových parametrech nepozorujeme žádné změny. Při postupném zvětšování této výšky, respektive snižování tlaku, začíná pozvolna narůstat kavitační mrak a postupně ovlivňovat výkonové parametry čerpadla. Z tohoto je patrné, že je potřeba určit specifickou  $NPSH$  která bude zahrnovat povolenou míru kavitace. Tato  $NPSH$  se označuje jako  $NPSH_R$ . Index R označuje zvolené kritérium následků kavitačního děje. Těchto kritérií v technické praxi existuje více, nejobvyklejším je ovšem  $NPSH_3$ , kde index 3 představuje kritérium maximálního dovoleného snížení dopravní výšky čerpadla v procentech, tj. 3% pokles. Toto kritérium je taktéž oblíbeno z hlediska snadného experimentálního zjištění této charakteristiky<sup>1</sup>.

### 3.3 Kavitační číslo

Kavitační číslo je důležitým bezrozměrným faktorem v posuzování závažnosti kavitace v dané aplikaci. Jedná se o bezrozměrný poměr mezi rozdílem lokálního tlaku a tlaku nasycení a kinetickou energií jednotkového objemu kapaliny<sup>13</sup>.

$$\sigma = \frac{2(p - p_s)}{\rho v^2} \quad 3.2$$

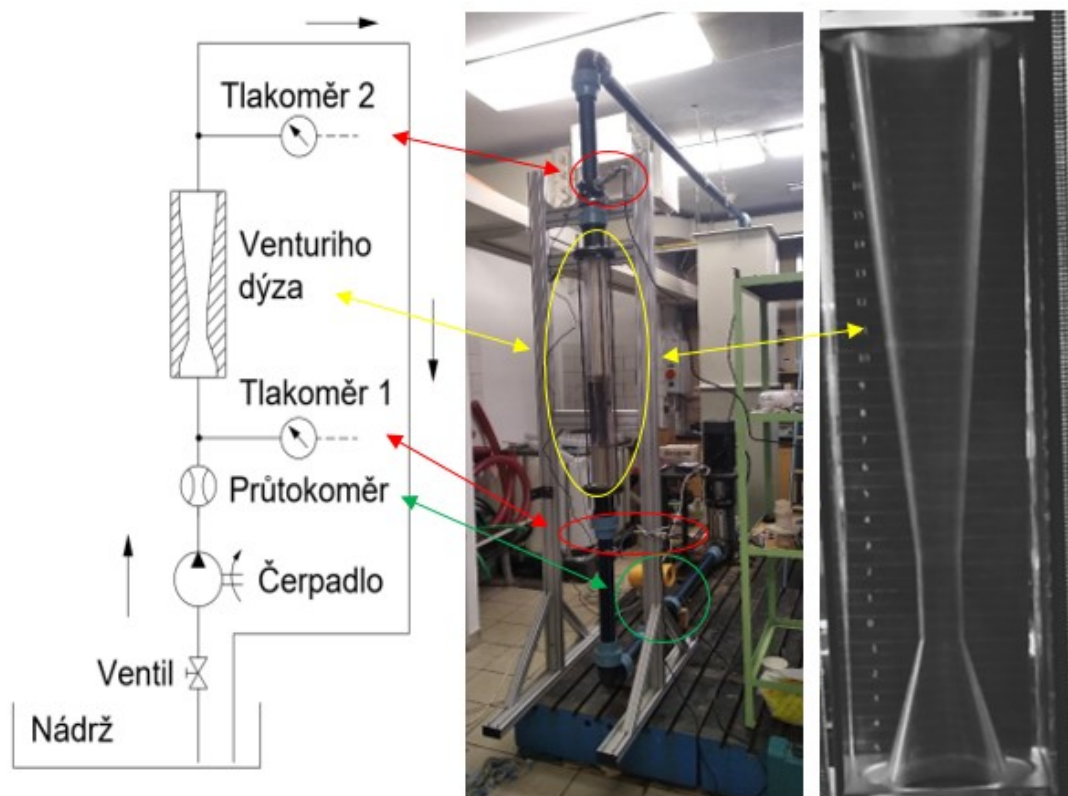
kde  $v$  je charakteristická rychlost proudění,  $p$  lokální statický tlak.

## 4 Vyhodnocení podpůrného experimentu na Venturiho dýze

V následující kapitole bude vyhodnocen kavitační experiment na jednoduché geometrii Venturiho dýzy co do vlivu okrajových podmínek a počtu fází na výkonové parametry.

### 4.1 Vizualizace kavitace v jednoduché geometrii Venturiho dýzy

Fotografie pro verifikaci odhadu velikosti kavitačního mraku byly získány experimentálně na kruhové Venturiho dýze, na jejíchž hranách se vyvolávala kavitace, viz:



Obr. 4. 1 Obvod pro experimentální měření kavitace na Venturiho dýze

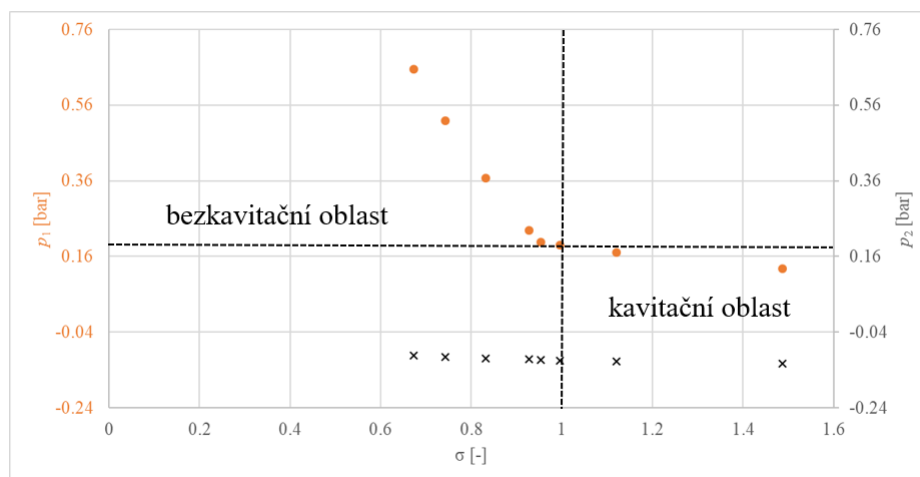
Při tomto experimentu byly snímány tlaky před přívodním potrubím do dýzy a za odvodním potrubím z dýzy. Dále byl snímám průtok dodáváný čerpadlem, snímač byl umístěn za čerpadlem, před samotnou dýzou. Čili při CFD analýze je možno výběru z kombinace těchto okrajových podmínek:

Tab. 4. 1 kombinace okrajových podmínek

vstupní podmínka	totální tlak $p_{\text{tot}}$ ; hmotnostní průtok $Q_m$
výstupní podmínka	statický tlak $p_{\text{stat}}$

Z naměřených dat bylo taktéž možno vyhodnotit kavitační číslo dle vztahu 3. 2 a vykreslit průběh pro oba měřené tlaky, tj. na vstupu a výstupu z dýzy na kavitačním čísle pro celý rozsah měřených otáček čerpadla.



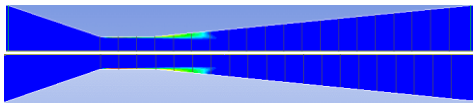
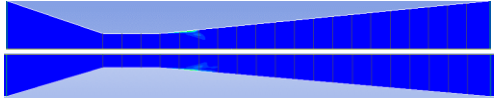
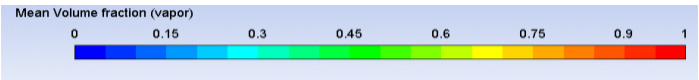

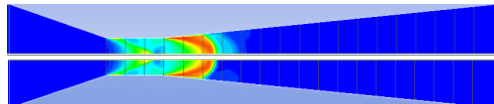


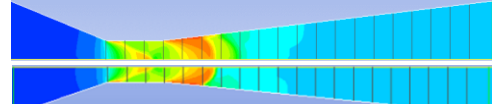
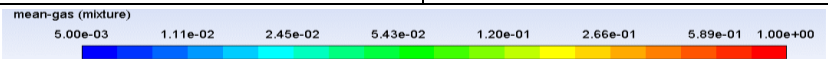


Obr. 4. 2 Závislost tlaků na kvitačním čísle u Venturiho dýze

#### 4.1.1 Výsledky simulace oblasti kvitačního mraku ve Venturiho dýze

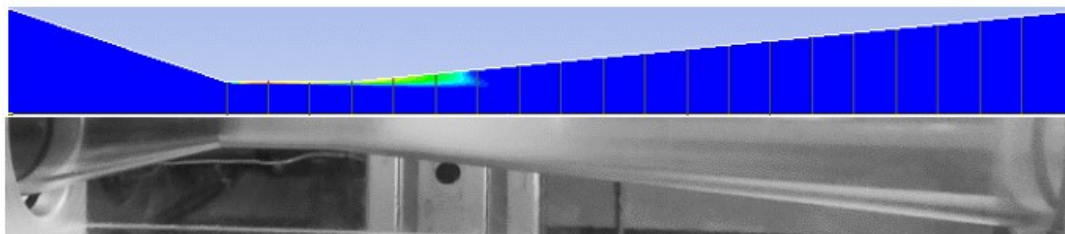
V této kapitole budou vyhodnoceny data získané CFD analýzou kvitačním výpočtem na Venturiho dýze

Tab. 4. 2 Porovnání vlivu počtu fází a OP na Venturiho dýze

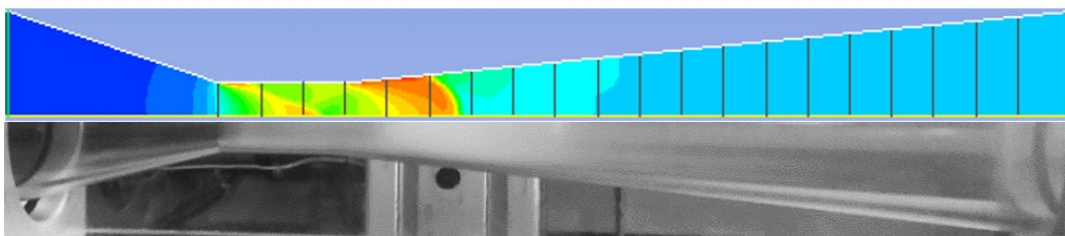
	2 FÁZE	3 FÁZE
	pára	
$p - p$ $Q_m - p$		
		
	vzduch	
$p - p$ $Q_m - p$		
		
	pára + vzduch – logaritmická stupnice	
$p - p$ $Q_m - p$		
		

Jak lze na výše uvedeném vidět, při použití 2-fázového modelu je simulovaná oblast páry větší, nežli u 3-fázového modelu.

Při porovnání podmínek  $p - p$  a  $Q_m - p$  lze vidět, že tyto podmínky jsou co se týče výsledků vizualizace kavitační obalsti velmi podobné. Proto pro další vyhodnocení bude použito pouze podmínky  $Q_m - p$ :



Obr. 4. 3 Porovnání výsledků simulace s experimentem, 2-fázový model,  $Q_m - p$



Obr. 4. 4 Porovnání výsledků simulace s experimentem, 3-fázový model,  $Q_m - p$

Z výše uvedeného je patrné, že pro správnou předpověď rozložení kavitačního mraku je nezbytné použití 3-fázového modelu (voda, vodní pára, vzduch). Tato výhoda je ovšem vykoupena relativně mnohem delší výpočetní dobou.

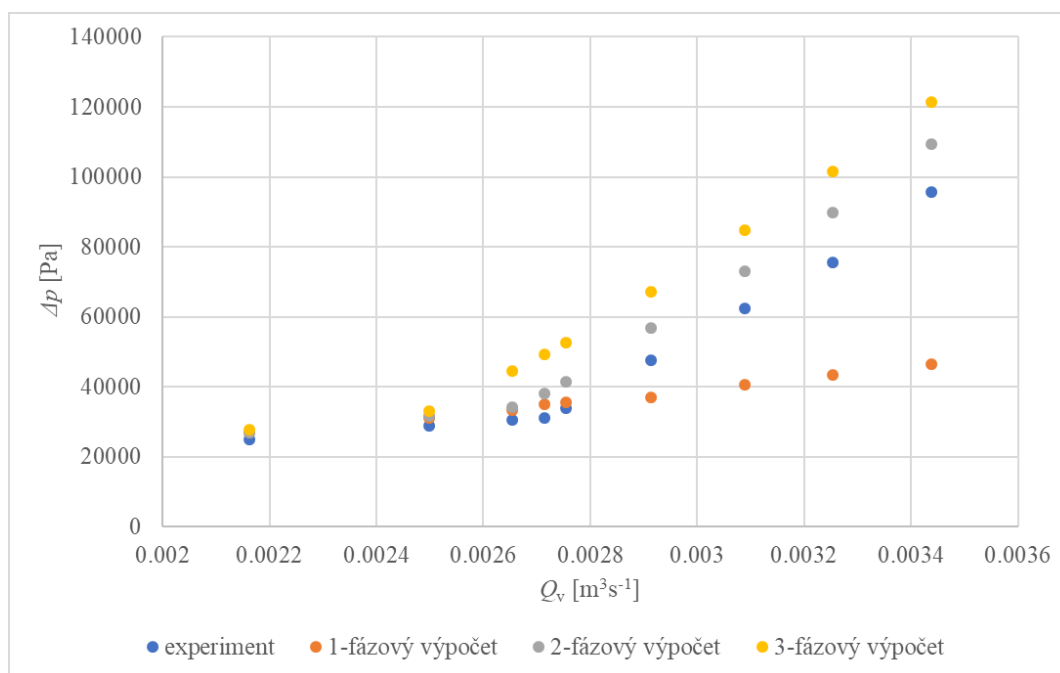
Jako další veličina byl vyhodnocen tlak na vstupním průřezu dýzy. Pro účely porovnání odchylky simulace od experimentu již byly vyhodnoceny jen OP  $Q_m - p$ :

Tab. 4. 3 Výsledky CFD simulace Venturiho dýzy, podmínka  $Q_m - p$

	voda	voda + vodní pára	voda + vodní pára + vzduch
otáčky čerpadla	odchylka od naměřených dat $p_{stat}$	odchylka od naměřených dat $p_{stat}$	odchylka od naměřených dat $p_{stat}$
[-]	[%]	[%]	[%]
$n_1$	<b>1.65</b>	<b>1.67</b>	<b>2.25</b>
$n_5$	<b>1.15</b>	<b>6.08</b>	<b>15.01</b>
$n_9$	<b>-26.36</b>	<b>7.30</b>	<b>13.73</b>



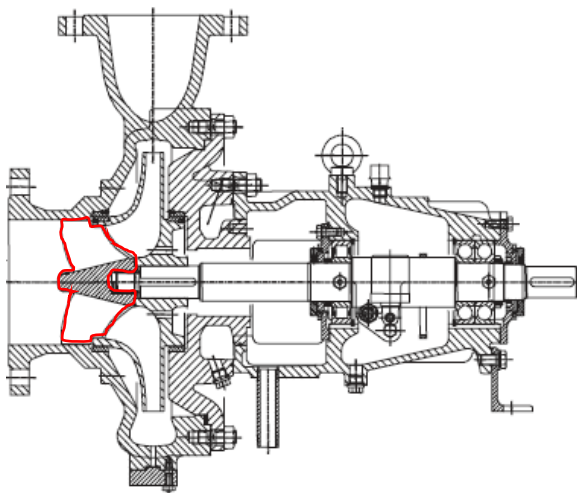
Při tomto vyhodnocení byl navíc také proveden 1-fázový výpočet. Z Tab. 4. 3 lze usoudit, že pro odhad hodnot tlaků s relativně malou chybou při poměrně přijatelné výpočetní době je použití 2-fázového modelu postačující. Co se týče jednofázového výpočtu, shoda parametrů dosažených výpočtem a experimentálně je velmi dobrá pouze v bezkavitační oblasti, v oblastech kavitace už pozorujeme velkou chybu výsledků oproti skutečnosti.



Obr. 4. 5 Chyba numerického výpočtu CFD analýzy oproti naměřeným datům z experimentu

## 5 Inducer

Ke snížení  $NPSH_R$  čerpadla je možno využít Induceru (ve své podstatě axiálního oběžného kola) umístěného před vlastní oběžné kolo, viz Obr. 5. 1.



Obr. 5. 1 Řez odstředivým čerpadlem s inducerem předřazeným před oběžným kolem <sup>1</sup>

Inducer běžně dokáže ponížit požadovanou  $NPSH_R$  charakteristiku až na polovinu hodnoty bez aplikace induceru. Hlavní funkce spočívá ve zvýšení statického tlaku před oběžným kolem čerpadla, čímž je tvorba parních bublin na lopatkách oběžného kola úměrně zmenšena, až zcela potlačena. Díky tomuto lze čerpadlo provozovat při vyšších otáčkách případně s menší hodnotou tlaku na sání ( $NPSH_A$ ) <sup>1</sup>.

Typická hodnota specifické sací rychlosti induceru pro průmyslové použití, kap. 2.4, je řádově mezi  $n_{ss} = 400 - 700$ , takto vysoká hodnota je dosažena specifickou konstrukcí – malý vstupní úhel proudu  $\beta_1$ , úzký vstupní profil lopatky s minimálním zastíněním lopatek a dlouhými kanály, ve kterých, alespoň částečně, mají parní kavity prostor k implozi předtím, nežli vstoupí do oběžného kola čerpadla <sup>1</sup>.

Profil lopatek může být v jednodušší variantě konstruován s konstantní roztečí jako šroubová plocha. Hlavní výhoda spočívá v její relativně jednoduché vyrobitelnosti. Tento přístup má ovšem své omezení, co se týče dosahování potřebného statického tlaku. Tento problém odpadá při použití přístupu s proměnnou roztečí, kde na válcových řezech úhel lopatky roste ve směru od vstupní hrany po výstupní na rozdíl od první varianty, kde úhel lopatky na válcových řezech je konstantní po celé délce <sup>1</sup>.



Obr. 5. 2 Inducer s proměnnou lopatkovou mříží

## 6 Matematické modely vícefázového proudění s kavitací

Tato práce se zabývá striktně vícefázovým prouděním, proto následující rovnice budou definovány pro multifázové proudění směsi kapaliny a plynu, definované rychlostí a hustotou směsi.

Objemový zlomek  $k$ -té fáze je definován dle následujícího vzorce: <sup>14</sup>

$$\alpha_k = \frac{V_k}{\sum_{k=1}^n V_k} \quad 6.1$$

$V_k$  je objem  $k$ -té fáze, kterou zaujímá ve výsledné směsi

Rychlost směsi je definována dle následujícího vzorce: <sup>14</sup>

$$\vec{u}_m = \frac{\sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \vec{u}_k}{\rho_m} \quad 6.2$$

$\alpha_k$  je objemový zlomek  $k$ -té fáze,  $\rho_k$  hustota  $k$ -té fáze,  $\vec{u}_k$  rychlost  $k$ -té fáze,  $\rho_m$  výsledná hustota směsi je definována dle následujícího vzorce <sup>14</sup>

$$\rho_m = \sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \quad 6.3$$

Základní matematický model proudění se sestává z prostorového multifázového modelu, který používá rovnice vyjadřující základní fyzikální zákony zachování hmotnosti a hybnosti definované právě pro směs a rovnice objemových zlomků jednotlivých fází.

Zákon zachování hmotnosti, též rovnice kontinuity, nebo spojitosti, vyjadřuje rovnost rozdílů vstupujících hmotností do určitého objemu a hmotností z tohoto objemu vystupujících ku hmotnosti akumulované v tomto objemu<sup>14</sup>.

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \vec{u}_m) = S_z \quad 6.4$$

Tato rovnice platí obecně pro časově neustálené proudění skutečné (stlačitelné) kapaliny.

Zákon zachování hybnosti, též nazýván Navierovy – Stokesovy rovnice (dále jen NS rovnice), vyjadřuje rovnost součtu hmotnostních, tlakových a třecích sil setrvačné síle, kde po úpravách dostáváme tvar<sup>14</sup>

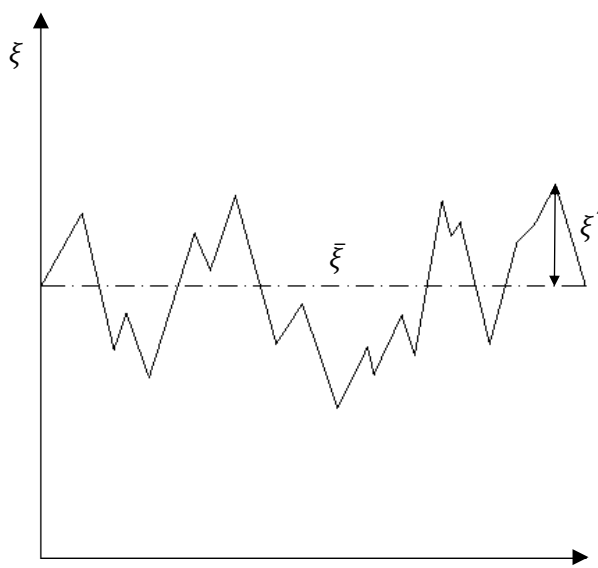
$$\frac{\partial (\rho_m \vec{u}_m)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \vec{u}_m \otimes \vec{u}_m) = -\nabla p + \rho_m \vec{a} + \nabla \cdot \tau + S_m \quad 6.5$$

$\vec{u}_m \otimes \vec{u}_m$  je dyadický součin vektorů;  $p$  je tlak,  $\tau$  je napětí. Tyto rovnice platí pro prostorové (3D) proudění stlačitelné tekutiny.

Pro použití při výpočtech proudění v turbulentní oblasti je třeba použít statistickou metodu časového středování a tyto rovnice přepsat do tvaru pro středované veličiny – Reynoldsovy rovnice. Tato operace je postavena na teorii rozložení okamžité hodnoty turbulentní veličiny na složky<sup>14</sup>

$$\xi = \bar{\xi} + \xi' \quad 6.6$$

kde  $\bar{\xi}$  je časově středovaná složka obecné veličiny a  $\xi'$  je její fluktuační složka, viz Obr. 6. 1.



Obr. 6. 1 Fluktuační a časově středovaná složka obecné turbulentní veličiny<sup>14</sup>

Po této úpravě jsou rovnice zákona zachování hmotnosti i hybnosti co do formální stránky stejné, ovšem v rovnicích NS pro středované veličiny se objevuje nový člen, který vznikl z důvodu nelinearity těchto rovnic<sup>14</sup>

$$\bar{\tau}_t = -\rho_m \overrightarrow{u'_m} \otimes \overrightarrow{u'_m} \quad 6.7$$

Rozměrově hovoříme o napětí v podobě tenzorové veličiny (Reynoldsova napětí), která existuje pouze při turbulentním módu proudění čili se jedná o turbulentní napětí. V soustavách NS rovnic hrají roli další proměnných, které je třeba definovat. V inženýrské praxi se za tímto účelem používá tzv. Bousinesquova hypotéza, která převádí tento napěťový tenzor pomocí analogie ke smykovému napětí dle Newtonova zákona metodou turbulentní viskozity<sup>14</sup>

$$\bar{\tau}_t = \mu_t \left( \nabla \overrightarrow{u_m} + (\nabla \overrightarrow{u_m})^T \right) - \frac{2}{3} \rho_m k \bar{\delta} \quad 6.8$$

kde  $\mu_t$  je turbulentní viskozita,  $\bar{\delta}$  je tenzor kroneckerovy delty

Tento přístup není nezbytný, existují přístupy, které uvažují přímo s rovnicemi napěťového tenzoru. Oproti Bousinesquově hypotéze jsou tyto přístupy ovšem mnohem složitější, obsahují více rovnic a nejsou tak robustní na konvergenci.

Je třeba ovšem poznamenat, že na rozdíl od molekulové viskozity  $\mu$ , která je fyzikální vlastností kapaliny je turbulentní viskozita  $\mu_t$  vlastností samotného proudění.

Základní matematický model použit pro výpočty, kterými se zabývá tato práce, byl sestaven z výše popsaných rovnic kontinuity a NS rovnic v jejich časově středovaných prepisech ke kterým se přidávají další rovnice, které rozšiřují model o potřebné turbulentní veličiny.

Na doporučení literatury byl použit turbulentní model k- $\omega$  SST. Jako kavitační model byl zvolen Zwart – Gerber – Belamri.

## 6.1 Turbulentní model k- $\omega$ SST

Standardní model k- $\omega$  je empirický model, který vychází z transportních rovnic pro kinetickou turbulentní energii  $k$  a specifickou míru rozptylu  $\omega$ , což ve své podstatě je poměr turbulentní disipace  $\varepsilon$  ku  $k$ <sup>15</sup>.

$$\omega = \frac{\varepsilon}{k} \quad 6.9$$

Tento model je doporučen pro řešení problémů, ve kterých hrají dominantní úlohu rotující části, právě např. rotující inducer s oběžným kolem.

k- $\omega$  model implementovaný do software ANSYS je postaven na Wilcoxově k- $\omega$  modelu, ve kterém jsou již zahrnuty modifikace pro nízká Reynoldsova čísla, stlačitelnost a šíření smykového toku. Hlavní nevýhoda tohoto přístupu je hlavně v jeho citlivosti na vypočítané hodnoty  $k$  a  $\omega$  mimo smykovou vrstvu<sup>15</sup>.

Tento problém se pokusil vyřešit Menter ve svém BSL k- $\omega$  modelu, který zahrnuje robustní a velmi přesnou formulaci modelování proudění v oblasti stěny modelu k- $\omega$  a veškeré výhody k- $\epsilon$  modelu<sup>15</sup>, model je postaven na transportních rovnicích  $k$ :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m k) + \nabla \cdot (\rho_m k \vec{u}_m) = \nabla \cdot (\Gamma_k \nabla k) + G_k - Y_k + S_k \quad 6.10$$

a  $\omega$ :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m \omega) + \nabla \cdot (\rho_m \omega \vec{u}_m) = \nabla \cdot (\Gamma_\omega \nabla \omega) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad 6.11$$

Kde  $G_k$  je přírůstek kinetické turbulentní energie  $k$ ;  $G_\omega$  přírůstek specifické míry rozptylu  $\omega$ ;  $\Gamma_{k, \omega}$  efektivní difúze  $k$ , respektive  $\omega$ ;  $Y_{k, \omega}$  disipace  $k$ , respektive  $\omega$  z důvodů turbulence;  $S_k$ ;  $S_\omega$  uživatelsky definované zdroje.

Nakonec byl tento model ještě vylepšen o další rovnice přenosu turbulentního smykového napětí ve formě turbulentní viskozity (správné předpovězení odtržení proudy od hladkých ploch). Tato úprava BSL k- $\omega$  na SST k- $\omega$  model umožňuje přesnost a větší věrohodnost modelace rozmanitějších druhů proudění<sup>15</sup>.

## 6.2 Kavitační model Zwart – Gerber – Belamri

Jak již bylo nastíněno v kap. 3, ke kavitaci se přistupuje jako k multifázovému proudění, přičemž v našem konkrétním případě předpokládáme lokální dvoufázové proudění vody ( $H_2O$ ) a vodní páry. Kavitační model tedy musí obsahovat rovnice pro transport plynné fáze<sup>15</sup>:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_v \rho_v) + \nabla \cdot (\alpha_v \rho_v \vec{u}_v) = R_e - R_c \quad 6.12$$

kde  $\alpha_v$  je objemový zlomek páry,  $\rho_v$  hustota páry;  $\vec{u}_v$  rychlost plynné fáze;  $R_{e,c}$  viz níže.

Při inženýrských aplikacích se obecně předpokládá existence mnoha tzv. nukleí, tj. zárodků kavitace. Čili při matematické modelaci kavitace je hlavním požadavkem co možná

nejpřesnější simulování chování (růst a zánik) parní bubliny, tj. kavity. Toto chování je popsáno pomocí Rayleigh-Plessetovy rovnice<sup>9</sup>:

$$\frac{p_{\text{vap}}(t) - p_{\infty}(t)}{\rho_l} = R_b \frac{d^2 R_b}{dt^2} + \frac{3}{2} \left( \frac{dR_b}{dt} \right)^2 + \frac{4\nu_l}{R_b} \frac{dR_b}{dt} + \frac{2S}{\rho_l R_b} \quad 6.13$$

$R_b$  je poloměr bubliny,  $\nu_l$  kinetická viskozita kapaliny;  $\rho_l$  hustota kapaliny;  $p_{\text{vap}}(t)$  povrchový tlak bubliny;  $p_{\infty}(t)$  lokální tlak

Pro svou relativní složitost se dalšími zjednodušeními dostává rovnice, která zavádí dynamické chování bubliny<sup>9</sup>:

$$\frac{dR_b}{dt} = \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_{\text{vap}}(t) - p_{\infty}(t)}{\rho_l}} \quad 6.14$$

Model Zwart – Gerber – Belamri pracuje s předpokladem konstantního poloměru bublin, ze kterého byl vyvozen vztah, který udává závislost mezi celkovou rychlostí změny fáze v jednotce objemu a čísla hustoty bublin<sup>15</sup>:

$$R = n \left( 4\pi R_b^2 \rho_l \frac{dR_b}{dt} \right) \quad 6.15$$

Po následných úpravách se obdrží výsledné rovnice pro růst a zánik bublin<sup>15</sup>:

$$R_e = F_v \frac{3\alpha_{\text{nuc}}(1 - \alpha_v)\rho_l}{R_b} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_s - p}{\rho_l}}; p \leq p_s \quad 6.16$$

$$R_c = F_c \frac{3\alpha_v\rho_l}{R_b} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_s - p}{\rho_l}}; p \geq p_s \quad 6.17$$

$R_{e,c}$  je rychlost přírůstu, respektive kondenzace páry,  $F_{v,c}$  odpařovací, respektive kondenzační koeficient;  $\alpha_v$  objemový zlomek páry;  $\alpha_{\text{nuc}}$  objemový zlomek nukleačních jader;  $p_s$  saturační tlak.

### 6.3 Metoda konečných objemů

Pro řešení parciálních diferenciálních rovnic uvedených výše se standardně používá metody konečných objemů. Simulovaná geometrická oblast, ať již 2D nebo 3D, se rozloží na diskrétní obsahy (objemy), které tvoří tzv. buňky výpočetní sítě. Všechny výše definované proměnné potřebné pro výpočet se definují uprostřed každé z těchto buněk za použití non-staggered schématu. Následné řešení soustavy parciálních diferenciálních rovnic je numerické, je tedy potřeba určit míru konvergence v podobě hodnoty residuálu.<sup>9</sup>

## 7 Vlastní návrh induceru s proměnou lopatkou mříží

Tato kapitola se zabývá metodikou návrhu induceru pro čerpadlo *200-NED-400-35-spec* dle zadaných parametrů, tj. jmenovité otáčky a průtok čerpadlem, jeho  $NPSH_3$  charakteristika a samotná geometrie.

### 7.1 Teoretický návrh geometrie lopatky induceru

Dle geometrie čerpadla byly v prvním kroku zvoleny základní parametry pro následný návrh induceru dle literatury<sup>1</sup>.

Tab. 7. 1 Zadané a zvolené rozměry induceru, viz. PŘÍLOHA I

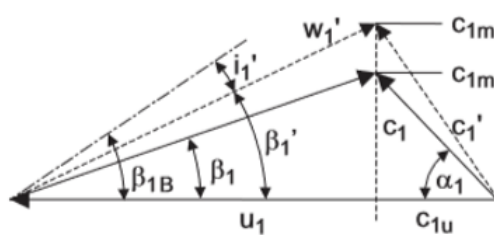
Vstup do Induceru		
$D_{1,a}$	0.2	[m]
$D_{1,i}$	0.04	[m]
Výstup z Induceru		
$D_{2,a}$	0.2	[m]
$D_{2,i}$	0.07	[m]

Vstupní průměr do oběžného kola čerpadla je 190 mm, hrdlo na sání čerpadla má však průměr 200 mm. Umístit inducer do kuželového přechodu by bylo z hlediska montáže a nastavení spáry mezi inducerem a tělesem čerpadla zbytečně složité, proto byl tedy zvolen vnější průměr induceru 200 mm.

Dále byl zvolen počet lopatek  $z_{ind} = 3$ , tloušťka lopatky  $e_1$  dle příslušné proudnice, hustota lopatkové mříže  $\left(\frac{L}{t}\right)_a = 0.6$

V prvním kroku byly vypočítány parametry rychlostního trojúhelníku na vstupní hraně lopatky induceru:



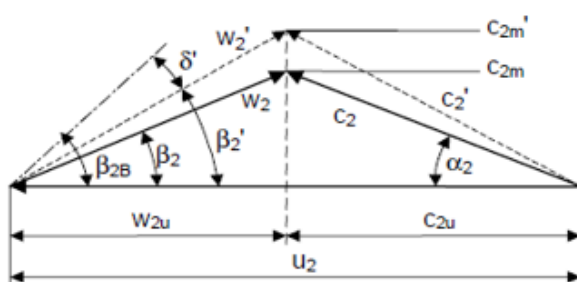


Obr. 7. 1 Rychlostní trojúhelník na vstupní hraně lopatky induceru<sup>1</sup>

Tab. 7. 2 Výpočetní vztahy pro vstupní hranu lopatky induceru

Unášivá rychlost <sup>1</sup>	$u_{1a} = \frac{\pi D_{1a} n}{60}$	7. 1
Meridiální složka absolutní rychlosti <sup>1</sup>	$c_{m1} = \frac{Q}{f_g A_1}$	7. 2
$A_1$ je plocha mezikruží mezi nábojem na vstupu do induceru a hranou lopatky; $f_g$ počet nátoků do oběžného kola		
Relativní rychlost <sup>1</sup>	$w_1 = \sqrt{c_{m1}^2 + u_1^2}$	7. 3
Vstupní úhel paprsku kapaliny na lopatku induceru bez blokace <sup>1</sup>	$\beta_1 = \arctan \frac{c_{m1}}{u_1}$	7. 4
Blokace lopatky <sup>1</sup>	$\tau_1 = \left(1 - \frac{z_{LA} e_1}{\pi d_1 \sin \beta_{1B}}\right)^{-1}$	7. 5
$\beta_{1B}$ je vstupní úhel proudu pro zvolený úhel náběhu, která byla zvolena $i'_1 = 1,1$		
Vstupní úhel paprsku kapaliny na lopatku induceru s blokací <sup>1</sup>	$\beta'_1 = \arctan \frac{c_{m1} \tau_1}{u_1}$	7. 6

A posléze byly vypočítány hodnoty na výstupní hraně lopatky induceru:



Obr. 7. 2 Rychlostní trojúhelník na výstupní hraně lopatky induceru<sup>1</sup>

Tab. 7. 3 Výpočetní vztahy pro výstupní hranu lopatky induceru

Unášivá rychlost <sup>1</sup>	$u_{2a} = \frac{\pi D_{2a} n}{60}$	7. 7
Meridiální složka absolutní rychlosti <sup>1</sup>	$c_{m2} = \frac{Q}{f_q A_2}$	7. 8
$A_2$ je plocha mezikruží mezi nábojem na výstupu z induceru a výstupní hranou lopatky.		
Střední proudnice na výstupu z induceru <sup>1</sup>	$D_{2m} = D_{2a} - \frac{D_{2a} - D_{2i}}{2}$	7. 9
Unášivá rychlost na střední proudnici při výstupu z induceru <sup>1</sup>	$u_{m2} = \frac{\pi D_{2m} n}{60}$	7. 10
Unášivá složka absolutní rychlosti na výstupu z induceru <sup>1</sup>	$c_{2u} = u_2 - \left( \frac{c_{m2}}{\tan(\beta_{2B} \pi)} \right)$	7. 11
Deviační úhel <sup>1</sup>	$\delta_2 = \left( 2 + \frac{\beta_{2B} - B_{1B}}{3} \right) \left( \frac{t}{L} \right)^{\frac{1}{3}}$	7. 12
Relativní výstupní úhel proudu z induceru bez blokace <sup>1</sup>	$\beta_2 = \beta_{2B} - \delta_2$	7. 13
Unášivá složka relativní rychlosti na výstupu z induceru <sup>1</sup>	$w_{2u} = u_2 - c_{2u}$	7. 14
Relativní rychlost na výstupu z induceru <sup>1</sup>	$w_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + w_{2u}^2}$	7. 15

Podle výše uvedených vzorců a rozpočítání délky proudnice byly stanoveny následující hodnoty:

Tab. 7. 4 Vypočítané hodnoty pro návrh lopatky induceru

$h$	$r_{1i}$	$r_{2i}$	$\beta_1$	$\beta_{1B}$	$c_{1m}$	$u_1$	$c_{2m}$	$u_2$
[-]	[m]	[m]	[°]	[°]	[ms <sup>-1</sup> ]	[ms <sup>-1</sup> ]	[ms <sup>-1</sup> ]	[ms <sup>-1</sup> ]
1	0.100	0.100	12.3	14.5	6.80	31.21	7.44	31.21
0.9	0.092	0.0935	13.3	15.8	6.80	28.71	7.44	29.18
0.8	0.084	0.087	14.5	17.3	6.80	26.21	7.44	27.15
0.7	0.076	0.0805	16.0	19.1	6.80	23.72	7.44	25.12
0.6	0.068	0.074	17.8	21.3	6.80	21.22	7.44	23.09
0.5	0.06	0.0675	20.0	24.2	6.80	18.72	7.44	21.06
0.4	0.052	0.061	22.7	27.9	6.80	16.23	7.44	19.04
0.3	0.044	0.0545	26.3	33.0	6.80	13.73	7.44	17.01
0.2	0.036	0.048	31.2	40.3	6.80	11.23	7.44	14.98
0.1	0.028	0.0415	37.9	51.8	6.80	8.74	7.44	12.95
0	0.02	0.035	47.4	72.5	6.80	6.24	7.44	10.92

$h$	$r_{1i}$	$r_{2i}$	$c_{2u}$	$\beta_{2B}$	$\beta_2$	$w_1$	$w_{2u}$	$w_2$
[-]	[m]	[m]	(ms <sup>-1</sup> )	[°]	[°]	[ms <sup>-1</sup> ]	[ms <sup>-1</sup> ]	[ms <sup>-1</sup> ]
1	0.100	0.100	15.96	26.0	21.0	31.94	15.25	16.96
0.9	0.092	0.0935	14.92	27.5	22.6	29.50	14.26	16.08
0.8	0.084	0.087	13.89	29.3	24.3	27.08	13.26	15.21
0.7	0.076	0.0805	12.85	31.2	26.2	24.67	12.27	14.35
0.6	0.068	0.074	11.81	33.4	28.4	22.28	11.28	13.51
0.5	0.06	0.0675	10.77	35.9	30.9	19.92	10.29	12.70
0.4	0.052	0.061	9.74	38.6	33.7	17.59	9.30	11.91
0.3	0.044	0.0545	8.70	41.8	36.8	15.32	8.31	11.15
0.2	0.036	0.048	7.66	45.5	40.5	13.13	7.32	10.43
0.1	0.028	0.0415	6.62	49.6	44.6	11.07	6.33	9.76
0	0.02	0.035	5.59	54.3	49.3	9.23	5.34	9.15

Takto vypočítané hodnoty jsou pouze informativního charakteru hlavní přínos spočívá v určení vstupních a výstupních úhlů a definice průběhu úhlu lopatky po délce zvolené proudnice. Ovšem tyto hodnoty, zejména při hodnotách  $h = 1$  jsou dle obvyklých zvyklostí příliš velké.

V dalším kroku byl proveden odhad statické výšky vyvozené inducerem dle literatury při průtoku  $Q_m = 205 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ .

Tab. 7. 5 Výpočetní vztahy pro odhad statické výšky vyvozené na induceru

Průtokový součinitel <sup>1</sup>	$\varphi_1 = \frac{c_{m1}}{u_{1,a}}$	7. 16
Kavitační součinitel <sup>1</sup>	$\sigma_3 = k_3 k_n \left\{ \frac{\varphi_1}{\sqrt{k_n}} - \frac{\varphi_1^2}{\tan \beta_{1B}} \left( 1 - 0.36 \frac{k_n}{\tau_1} \right) + \frac{3.18 \cdot 10^{-3}}{\tau_1 (\tan \beta_{1B} - \varphi_1 \tau_1 \sqrt{k_n})} \right\}$	7. 17
$NPSH_3$ induceru <sup>1</sup>	$NPSH_3 = \sigma_3 \left( \frac{u_{1,a}^2}{2g} \right)$	7. 18
Nárůst statického tlaku v induceru $\psi_p$ <sup>1</sup>	$\psi_p = \eta_h \left[ 1 - \varphi_1^2 \left\{ \frac{A_1^2}{A_2^2 \sin^2(\beta_{2B} - \delta_2)} - 1 \right\} \right]$	7. 19
Statická výška vyvozená inducerem <sup>1</sup>	$H_p = \frac{\psi_p u_{2,m}}{2g}$	7. 20
$NPSH_3$ samotného čerpadla bez induceru pro požadovaný průtok $NPSH_{OK}$ , která vychází ze zadání.		
Předpokládaný nárůst statické výšky po aplikaci induceru	$H = NPSH_{OK} - H_p$	7. 21
Blokace vlivem náboje <sup>1</sup>	$k_n = 1 - \frac{D_{1,i}^2}{D_{1,a}^2}$	7. 22
Koeficient $k_3$ <sup>1</sup>	$k_3 = 0.22 \div 0.65 = 0,65 [-]$	7. 23
Hydraulická účinnost induceru <sup>1</sup>	$\eta_h = 1 - 0.11 \left( \frac{L}{t} \right)_a$	7. 24

Tab. 7. 6 Předpokládána statická výška induceru

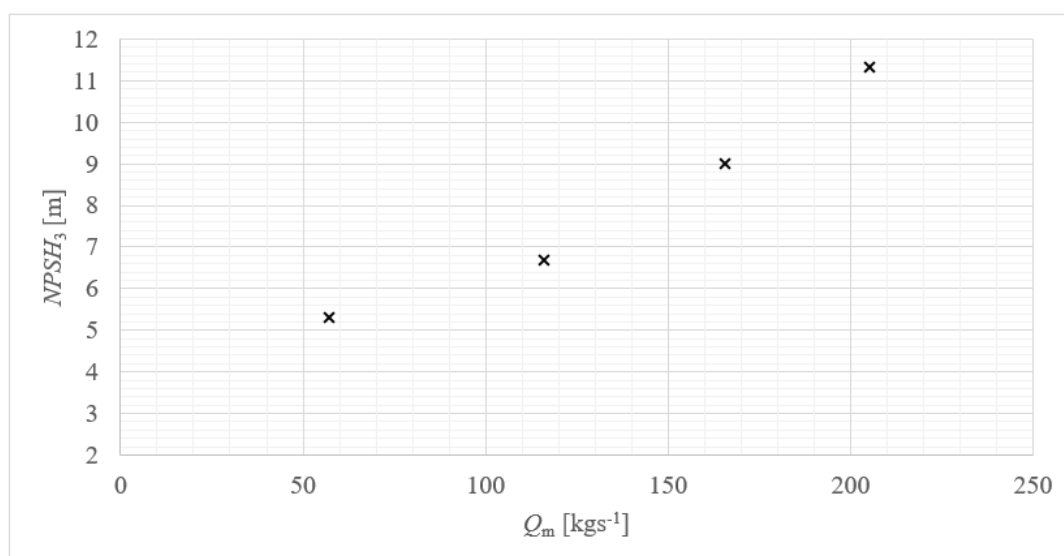
$Q$	$k_n$	$\eta_h$	$\varphi_1$	$\sigma_3$	$NPSH_{3,inducer}$	$\psi_p$	$H_p$	$NPSH_{OK}$	$NPSH_{OK} - H_p$
$[\text{m}^3 \text{s}^{-1}]$	$[-]$	$[-]$	$[-]$	$[-]$	$[\text{m}]$	$[-]$	$[\text{m}]$	$[\text{m}]$	$[\text{m}]$
0.205	0.96	0.82	0.218	0.1183	5.9	0.45	10.1	11.28	1.2

## 7.2 Návrh skutečné geometrie lopatky induceru (jednofázová CFD analýza)

Dle vypočítaných předběžných hodnot z kap. 7.1 byl sestaven 3D model induceru, který byl podroben CFD analýze pomocí softwarového prostředí ANSYS CFX. Díky výsledkům této analýzy byly vložené parametry několikrát upraveny, než bylo dosaženo požadovaných výsledků. Hlavním sledovaným parametrem byla statická výška na induceru, která nesměla být menší nežli  $NPSH_3$  charakteristika zadaného čerpadla. Tato hodnota byla stanovena pro hodnotu průtoku v přibližně  $205 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$ , což je asi o 20 % více, než definované optimum čerpadla. V tomto bodě jsou ovšem ještě zaručeny vlastnosti čerpadla, tudíž byla zvolena tato mezní hodnota. Pomocí programu *WebPlotDigitizer* byla tato hodnota přibližně odečtena z diagramu čerpadla, viz Obr. 7. 3 a Tab. 7. 7.

Tab. 7. 7 Hodnoty  $NPSH$  čerpadla pro určené průtoky

$Q_m$	$NPSH$
$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	$[\text{m}]$
57.29	5.31
116.12	6.68
165.73	9.02
205.21	11.31

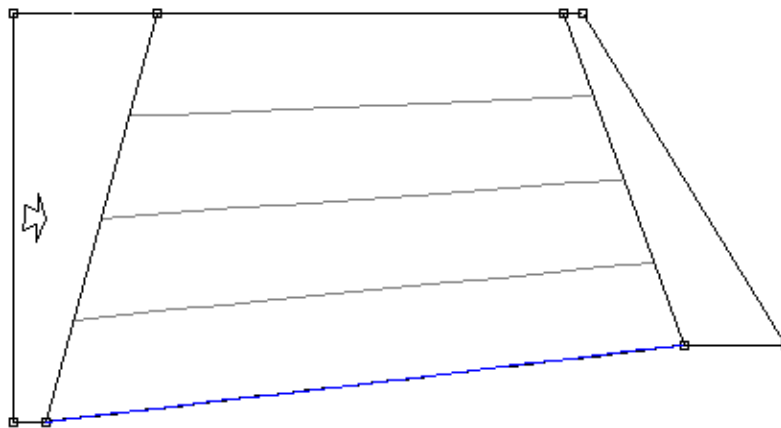


Obr. 7. 3 Hodnota  $NPSH_3$  čerpadla pro určené průtoky získané ze zkušebny čerpadel

### 7.2.1 ANSYS BladeGen

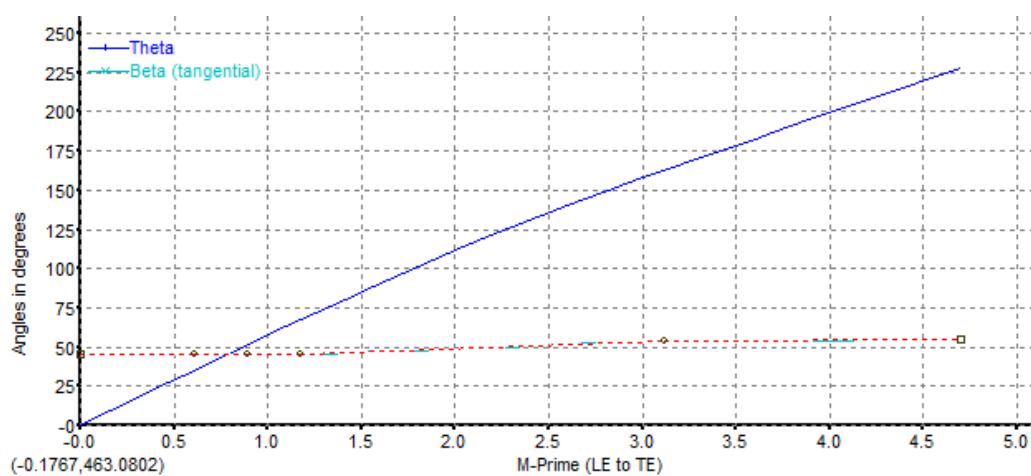
ANSYS BladeGen slouží speciálně jako nástroj pro vytvoření geometrie lopatek oběžných kol.

Jako první se vloží meridiální řez oběžného kola dle vypočítaných hodnot.

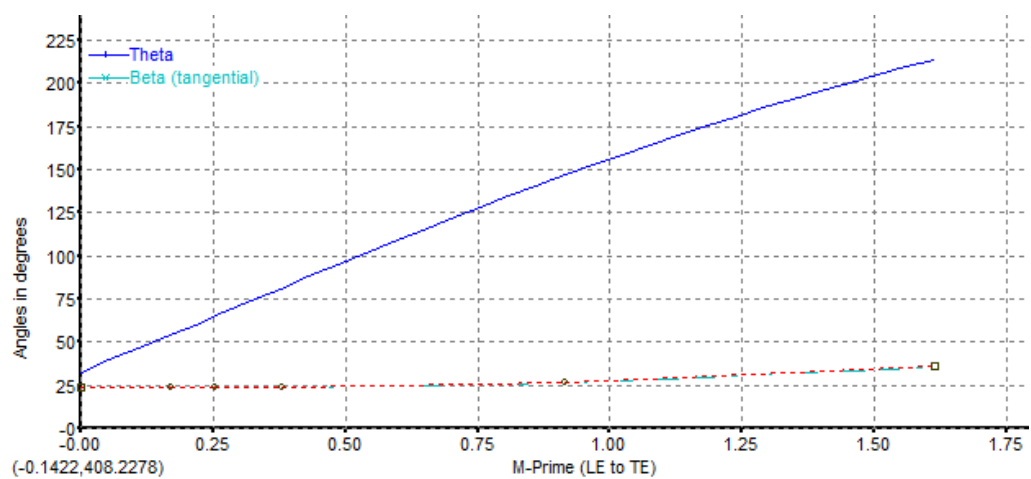


Obr. 7. 4 Meridiální řez oběžným kolem induceru

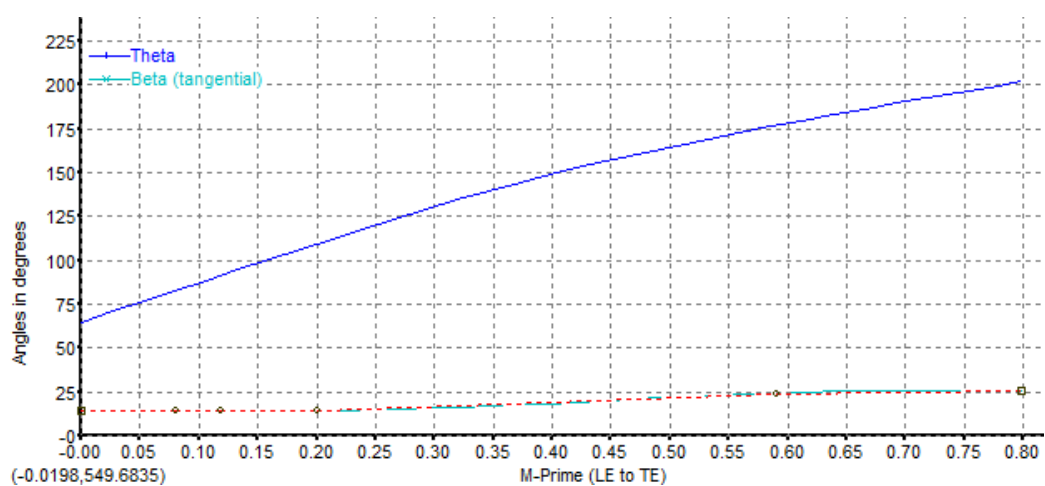
Dále se vkládají hodnoty vstupních a výstupních úhlů paprsků kapaliny na vnitřní, střední a vnější proudnici lopatky.



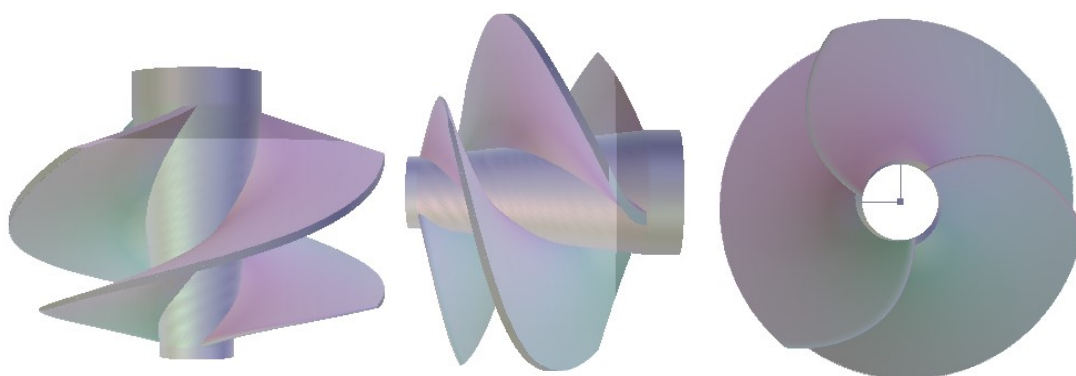
Obr. 7. 5 Průběh úhlu  $\beta$  na vnitřní proudnici lopatky



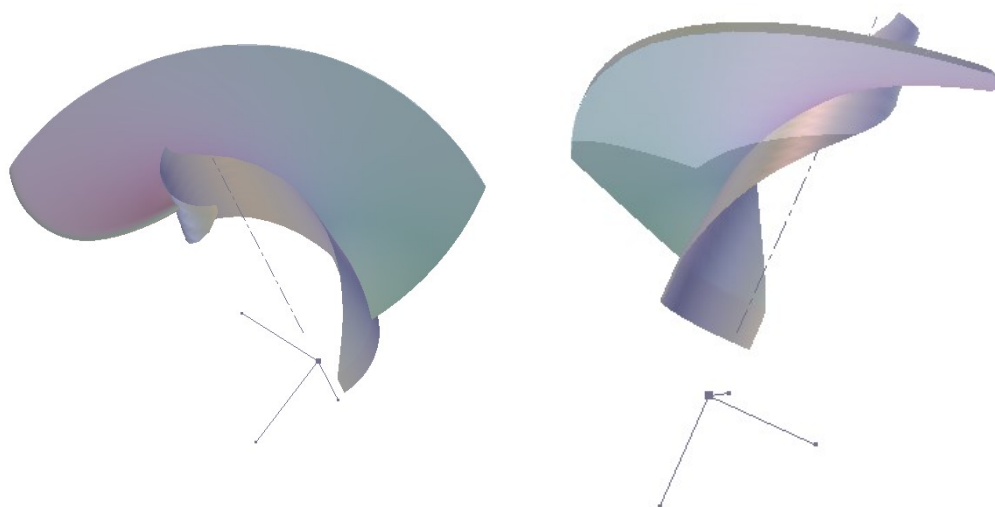
Obr. 7. 6 Průběh úhlu  $\beta$  na střední proudnici lopatky



Obr. 7. 7 Průběh úhlu  $\beta$  na vnější proudnici lopatky



Obr. 7. 8 Vygenerovaná geometrie z programu BladeGen



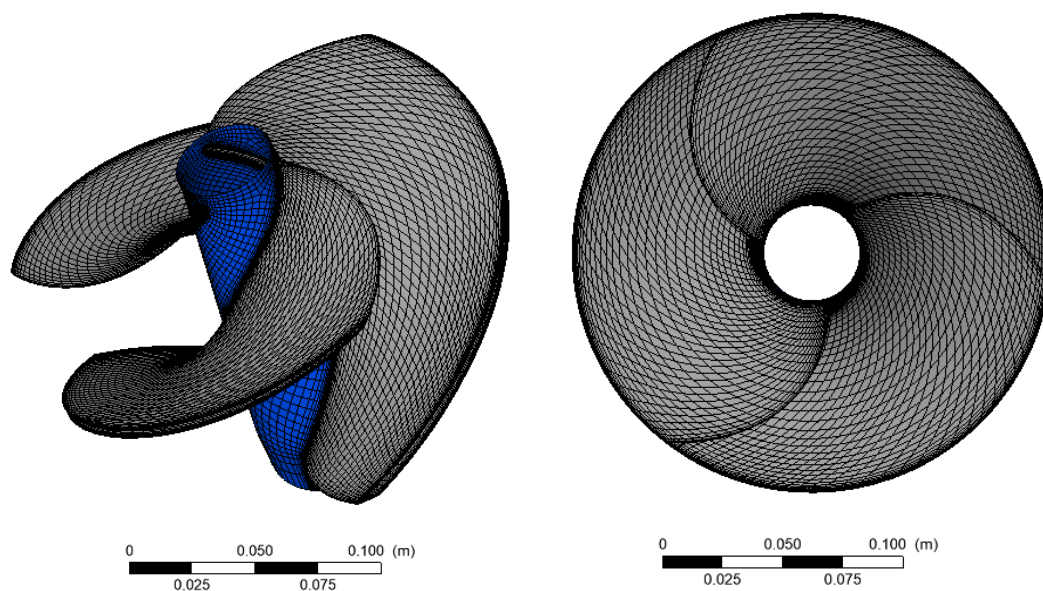
Obr. 7. 9 Vygenerovaná geometrie jedné lopatky (tlačná a sací strana) z programu BladeGen

### 7.2.2 ANSYS TurboGrid

Toto softwarové prostředí slouží speciálně ke tvorbě vysoce kvalitních výpočetních sítí o šestistěnných prostorových prvcích s přihlédnutím na problematiku lopatkových strojů.

Sít' byla vygenerována automaticky, poté následovala manuální korekce míst, kde se sít' zdála příliš hrubá, a to zejména v oblastech napojení lopatek na vstupní a výstupní průměr náboje induceru, Pro bezkavitační výpočet byla sít' dostačující, ovšem pro výpočet s uvažováním kavitace bylo rozhodnuto o zjemnění sítě z důvodů dosažení větší přesnosti výpočtu chování kavitačního mraku. Počet buněk jednoho lopatkového kanálu byl 74190.



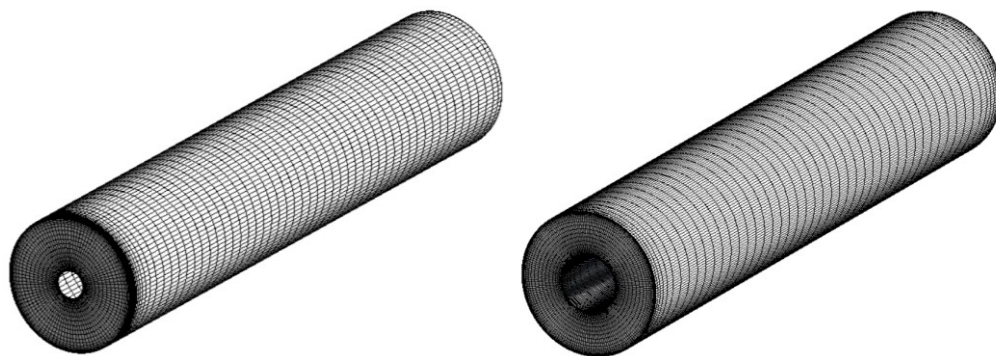


Obr. 7. 10 Vygenerovaná výpočetní síť z programu TurboGrid

### 7.2.3 ICEM CFD

V dalším kroku byla vytvořena geometrie přívodního a odvodního potrubí v softwaru ANSYS DesingModeler, které se skládalo ze dvou rovných potrubí délky rovné 5 násobku průměru induceru

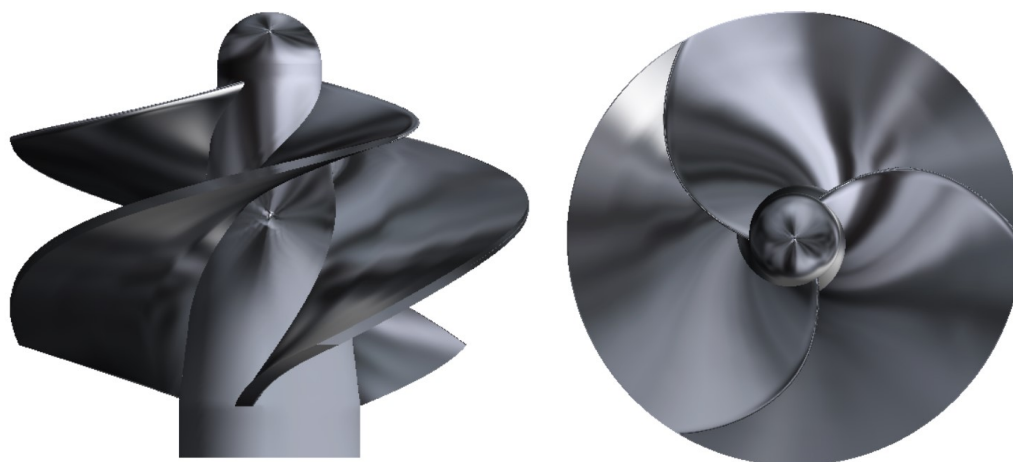
Přívodní potrubí bylo vysítováno o počtu 240 616 buňek, odvodní potrubí o 299536 buňkách.



Obr. 7. 11 Geometrie a výpočetní síť přívodního (vlevo) a odvodního potrubí

### 7.2.4 ANSYS CFX

V posledním kroku byla provedena CFD analýza pomocí softwarového prostředí ANSYS CFX, kde se zkoumala statická výška vyvozená samotným inducerem, viz 7.2.



Obr. 7. 12 3D model induceru

Jako výpočetní model byl nastaven turbulentní model  $k-\omega$  SST, režim proudění bude v doporučeném rozsahu průtoků ( $140 \div 205 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ) vždy turbulentní:

Tab. 7. 8 Reynoldsova čísla pro rozmezí doporučovaných průtoků v přívodním potrubí do čerpadla

$Q_m$	$Re$
[ $\text{kg s}^{-1}$ ]	[-]
140	891268
170	1082254
205	1305071

Jako proudící médium byla definována voda o následujících vlastnostech:

Tab. 7. 9 Základní fyzikální vlastnosti použitého média

Veličina	Fáze
	1. Voda
Hustota [ $\text{kg m}^{-3}$ ]	997
Molární hmotnost [ $\text{g mol}^{-1}$ ]	18.02
Referenční teplota [ $^{\circ}\text{C}$ ]	25

Výpočet byl nastaven jako časově závislý s časovým krokem  $dt = 1.11857 \cdot 10^{-4}$  s, při výpočtu se vycházelo z násobku lopatek induceru a oběžného kola. S ohledem na úhel pootočení za časový krok 1 - 4° byl zvolen násobek  $k = 10 \rightarrow$  pootočení o 2° za časový krok, tímto tedy bylo stanoveno 180 časových kroků potřebných na 1 otáčku, velikost časového kroku byla doložena dle:

$$dt = \frac{60}{z_{\text{ind}} z_{\text{imp}} k} \quad 7.25$$

Okrajové podmínky byly nastaveny v kombinaci:

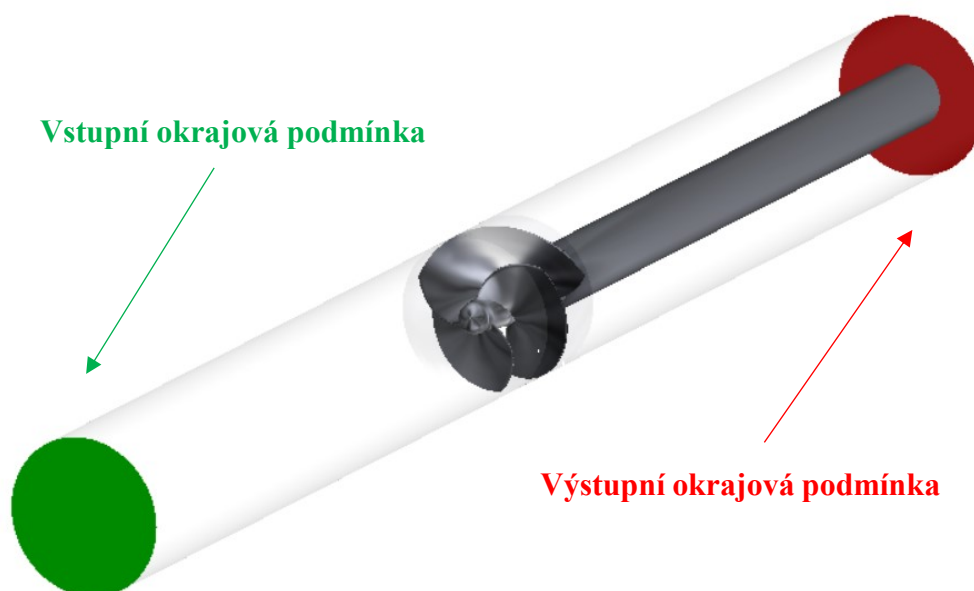
Tab. 7. 10 Kombinace okrajových podmínek pro numerický výpočet

vstupní podmínka	totální tlak $p_{\text{tot}}$
výstupní podmínka	hmotnostní průtok $Q_m$

Tato kombinace okrajových podmínek je zvolena na základě zvyklostí CHV.

Kde vstupní a výstupní podmínka byla definována na plochách dle Obr. 7. 13.

V prvním kroku CFD analýzy byla vytvořena geometrie tvořená sítěmi induceru, přívodního a odvodního potrubí.



Obr. 7. 13 Geometrie pro CFD analýzu induceru

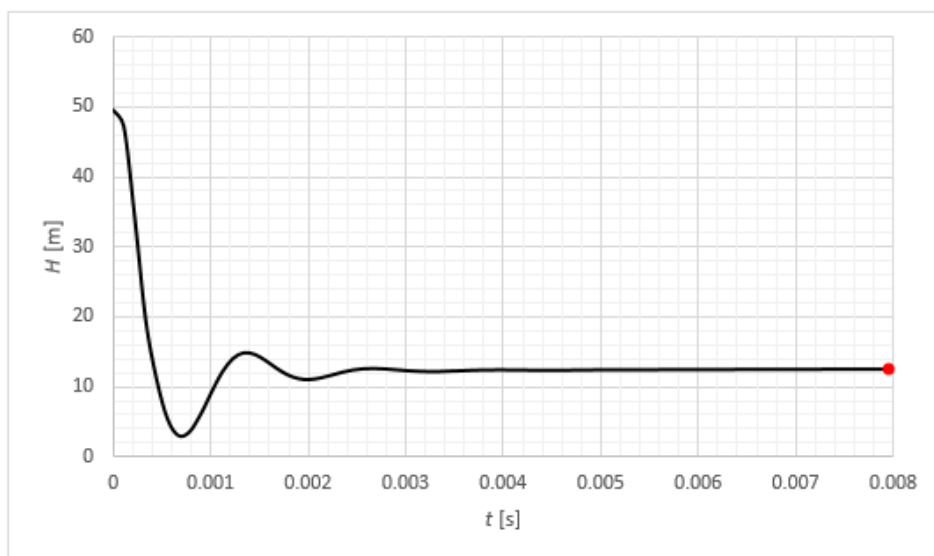
Doména induceru byla nastavena jako rotující. Domény potrubí jako stacionární. Z tohoto důvodu bylo zapotřebí definovat kontaktní plochy geometrií, tzv. „Interface“.

Návrhové kroky probíhaly s nastavení matematického modelu **bez** zahrnutí kavitačního výpočtu – čili jednofázový model.

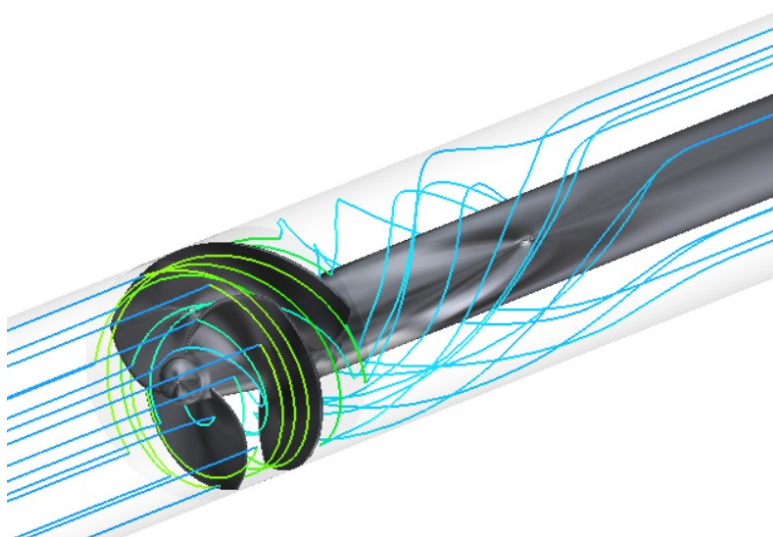
Tab. 7. 11 základní nastavení výpočtu návrhu lopatky induceru pomocí CFD analýzy

Počet fází	1 - voda
vstupní podmínka	totální tlak $p_{\text{tot}}$
výstupní podmínka	hmotnostní průtok $\dot{Q}_m$

Po nastavení výpočtu proběhlo několik CFD analýz s postupným upřesněním geometrických parametrů lopatky s konečným výsledkem statické výšky induceru 12.6 m, viz Obr. 7. 14, což je více, nežli požadovaných 11.31 m při průtoku  $205 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$  a otáčkách  $2980 \text{ min}^{-1}$ .



Obr. 7. 14 Průběh výpočtu statické výšky induceru



Obr. 7. 15 3D vyobrazení proudu kapaliny protékající přes inducer, obarvené rychlostí

Takto definovaný inducer splňuje zadané požadavky. Může se tedy přistoupit k CFD analýze sestavě čerpadla s inducerem.

## 8 CFD vícefázová kavitační analýza čerpadla s inducerem

Tato kapitola je věnována popisu postupu CFD analýzy celku čerpadla s inducerem a následným vyhodnocením výsledků.

Proudící médium bylo definováno jako směs za použití mixture modelu. Jednotlivé fáze byly definovány jako voda, vodní pára případně vzduch o referenční teplotě 25 °C o následujících parametrech:

Tab. 8. 1 Vlastnosti fázi proudícího média pro vícefázové proudění

Veličina	Fáze		
	1. Voda	2. Pára	3. Vzduch
Hustota [ $\text{kgm}^{-3}$ ]	997	0.023	nestlačitelné médium
Molární hmotnost [ $\text{gmol}^{-1}$ ]	18.02		28.97
Referenční teplota [ $^{\circ}\text{C}$ ]	25		

Dále byl vybrán turbulentní model  $k-\omega$  SST, stejný jako při CFD analýze samotného induceru. Dále byl zapnut kavitační mode Zwart – Gerber – Belamri. Tlak nasycení byl zvolen závisle na teplotě směsi  $p_s = 3169.93$  Pa (absolutní tlak).

Jako u předchozích výpočtů bylo také použito stejné kombinace okrajových podmínek, tj. hodnota totálního tlaku na vstupní podmínice a hodnota hmotnostního průtoku na výstupní podmínice, dle zvyklostí CHV.

Tab. 8. 2 Základní parametry nastavení 2-fázového výpočtu pro ANSYS CFX

Počet fází	1 - voda, 2 - vodní pára
vstupní podmínka	totální tlak $p_{\text{tot}}$
výstupní podmínka	hmotnostní průtok $Q_m$

Pro srovnání byl také proveden výpočet pomocí software ANSYS FLUENT jedné vybrané varianty. Okrajové podmínky byly jednak ponechány jako  $p - Q_m$  pro 2-fázový výpočet, posléze byly obráceny na kombinaci  $Q_m - p$  pro 2 a 3-fázový výpočet: Tyto obrácené OP byly zvoleny na základě experimentů na Venturiho dýze, viz Kap. 4

Tab. 8. 3 Základní nastavení pro 2-fázový výpočet ve FLUENTu

Počet fází	1 - voda, 2 - vodní pára
vstupní podmínka	statický tlak $p_{\text{stat}}$
výstupní podmínka	hmotnostní průtok $Q_m$

Tab. 8. 4 Základní nastavení pro 2-fázový výpočet ve FLUENTu s opačnými OP

Počet fází	1 - voda, 2 - vodní pára
vstupní podmínka	hmotnostní průtok $Q_m$
výstupní podmínka	totální tlak $p_{\text{tot}}$

Tab. 8. 5 Základní nastavení pro 3-fázový výpočet ve FLUENTu

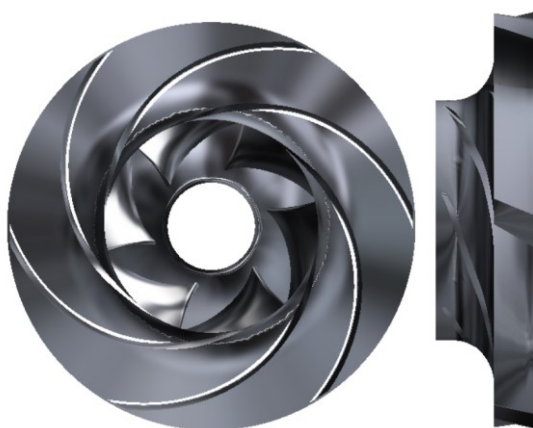
Počet fází	1 - voda, 2 - vodní pára, 3 - vzduch
vstupní podmínka	hmotnostní průtok $Q_m$
výstupní podmínka	totální tlak $p_{\text{tot}}$

## 8.1 Tvorba výpočetního 3D modelu

Samotný celek čerpadla s odvodním potrubím byl poskytnut a již připraven pro CFD analýzu společností CHV. Poskytnuté oběžné kolo je radiálního typu s šesti lopatkami.



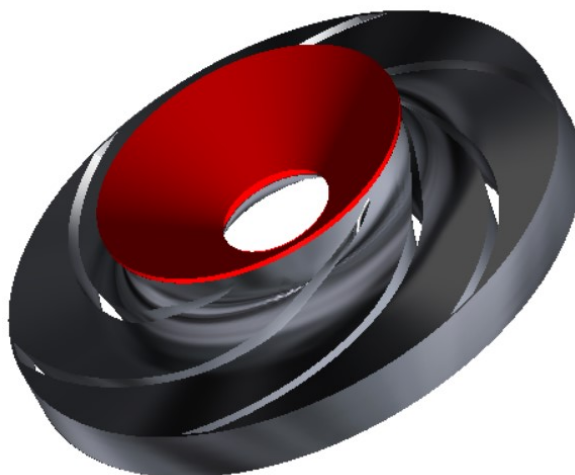
Obr. 8. 1 Poskytnutá geometrie čerpadla



Obr. 8. 2 Poskytnutý 3D model oběžného kola

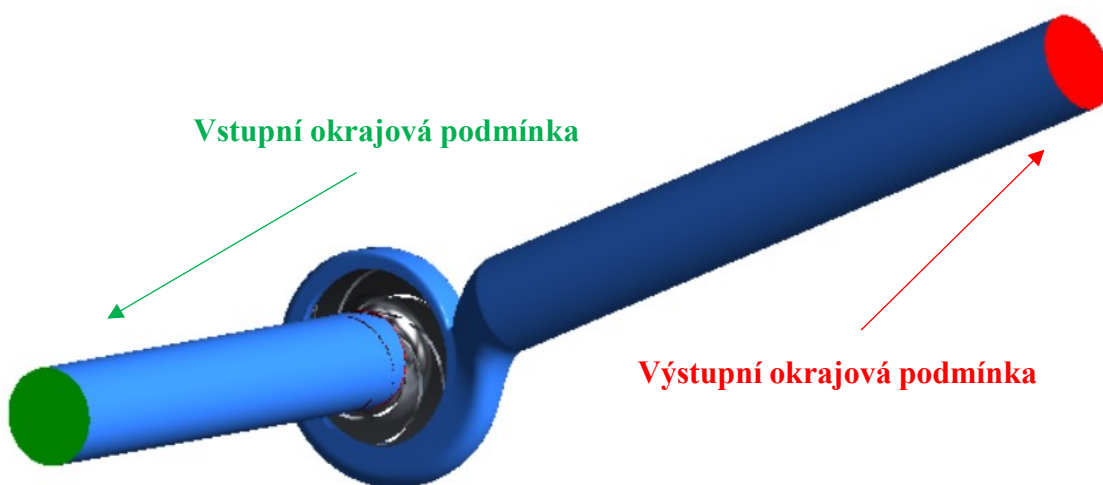
Prívodní potrubí a geometrie induceru byly převzaty z předchozích výpočtů. Dále bylo potřeba vyrobit „redukci“ z domény induceru na oběžné kolo. Jak již bylo řečeno v Kap.7.1, inducer nelze přímo napojit na oběžné kolo kvůli různým připojovacím rozměrům. Čili bylo vytvořeno krátké potrubí o potřebné geometrii, která zajišťuje plynulý přechod z induceru na oběžné kolo. Geometrie byla vytvořena v prostředí ANSYS DesingModeler, výpočetní síť v prostředí ANSYS ICEM o 7180 buňkách, která byla následně vhodně orotována.





Obr. 8. 3 Redukce(červená) na oběžném kole(šedá)

V dalším kroku byly všechny dostupné geometrie složeny do funkčního celku v prostředí ANSYS CFX.



Obr. 8. 4 Výpočetní geometrie a okrajové podmínky

Následně byly definovány všechny stacionární i rotující domény a jejich příslušné stykové plochy (INTERFACE). Celý výpočet probíhal při konstantních otáčkách čerpadla  $2980 \text{ min}^{-1}$ .

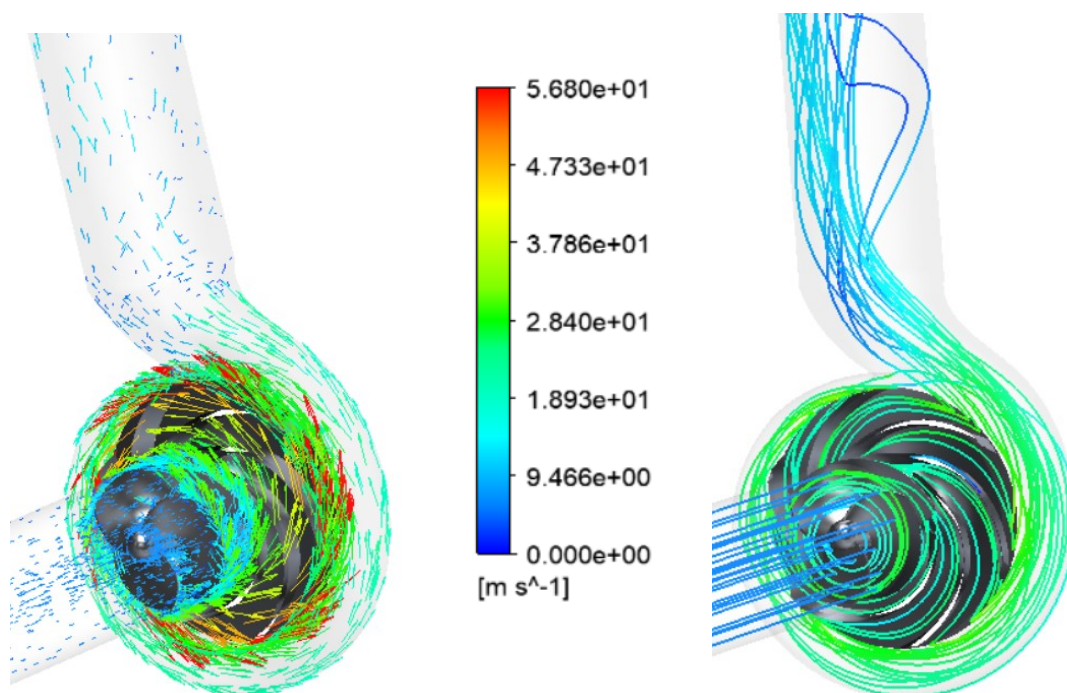


## 8.2 Vyhodnocení výsledků CFD analýzy

Jako první budou vyhodnoceny výsledky simulace kavitace na Venturiho dýze, vliv okrajových podmínek na distribuci kavitačního mraku, také bude vyhodnocen vliv přidaného vzduchu, tj. 3-fázový model. Následně bude vyhodnocena hlavní část této práce, tj. CFD analýza čerpadla s inducerem, jako poslední bude vyhodnocen vliv rozdílných softwarů, počtu fází a okrajových podmínek na geometrii čerpadla s inducerem.

### 8.2.1 Vyhodnocení CFD analýzy pro průtok čerpadlem $Q = 180 \text{ kg s}^{-1}$

Jako první byla ověřena správný funkce čerpadla pomocí vektorů rychlosti a proudnic

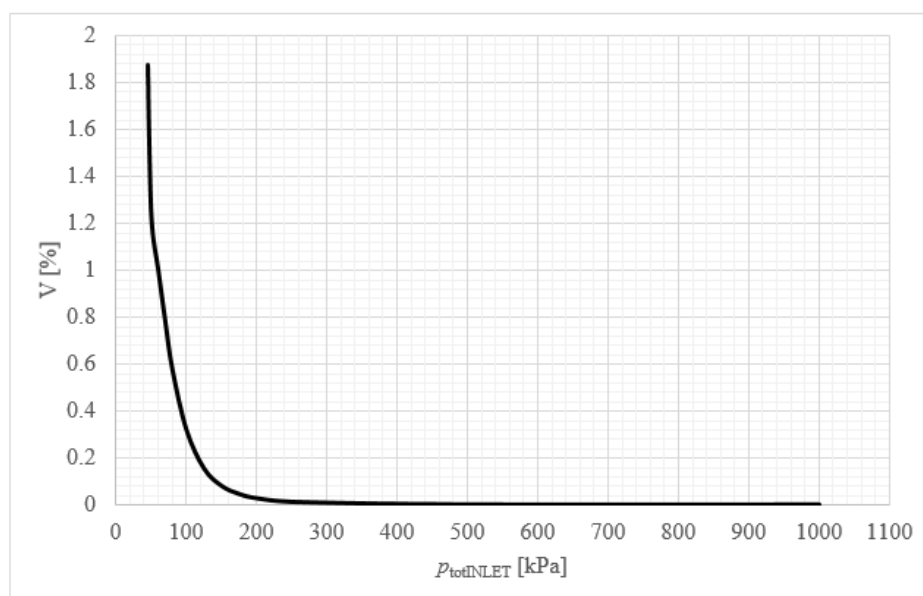


Obr. 8. 5 Vektory a proudnice rychlosti v oblasti oběžného kola a inducer

Z výše uvedeného vyobrazení vektorů rychlosti v oblasti oběžného kola a zobrazení tlakového pole na Obr. 8. 5 je patrná samotná funkce odstředivého čerpadla. Na oběžném kole dochází k urychlení kapaliny na zhruba desetinásobek rychlosti na výstupním průřezu potrubí, tato kinetická energie je poté přeměněna právě na tlakovou energii, která se v technické praxi obvykle interpretuje jako statická dopravní výška. Taktéž lze pozorovat značné zavíření proudícího média na výstupním hrdle spirály.



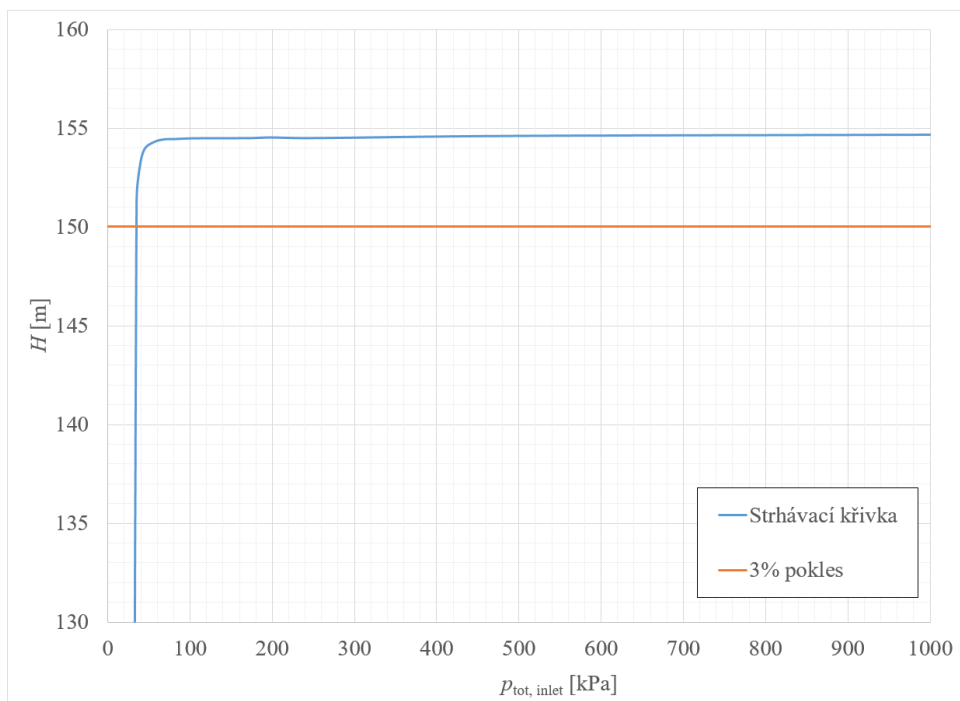
Obr. 8. 6 Vyhodnocení oblasti páry o hodnotě objemového zlomku  $\alpha = 0.1$  pro vybrané tlaky



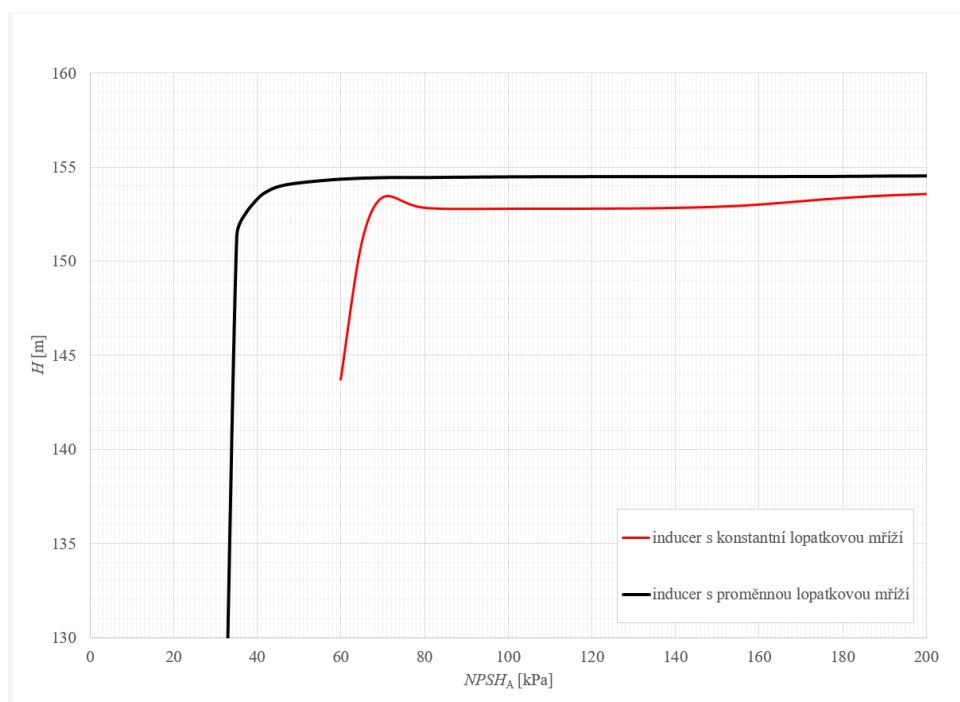
Obr. 8. 7 Procentuální objem páry v oblasti induceru a oběžného kola pro 2-fázový model přibližně do bodu stržení,  $Q_m = 180 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$

Dle Obr. 8. 6 a Obr. 8. 7 lze usoudit, že kavitace se začíná pozorovatelně rozvíjet již od tlaku přibližně  $p_{tot} = 200 \text{ kPa}$  před sací stranou induceru. Výkonové parametry však ještě nejsou znatelně ovlivněny. V této fázi se dá očekávat narůstající hluk o vysokých

frekvencích. Až zhruba u 2% podílu vodní páry v oblastech induceru a oběžného kola můžeme začít pozorovat výraznou změnu výkonových parametrů. To odpovídá tlaku přibližně  $p_{\text{tot}} = 35 \text{ kPa}$  před vstupem do induceru a 3% poklesu sledovaného parametru, který v tomto případě byla statická výška vyvozená čerpadlem, viz Obr. 8. 8:



Obr. 8. 8 Strhávací křivka pro průtok čerpadlem  $Q_m = 180 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$  s vyznačeným 3% poklesem sledovaného parametru

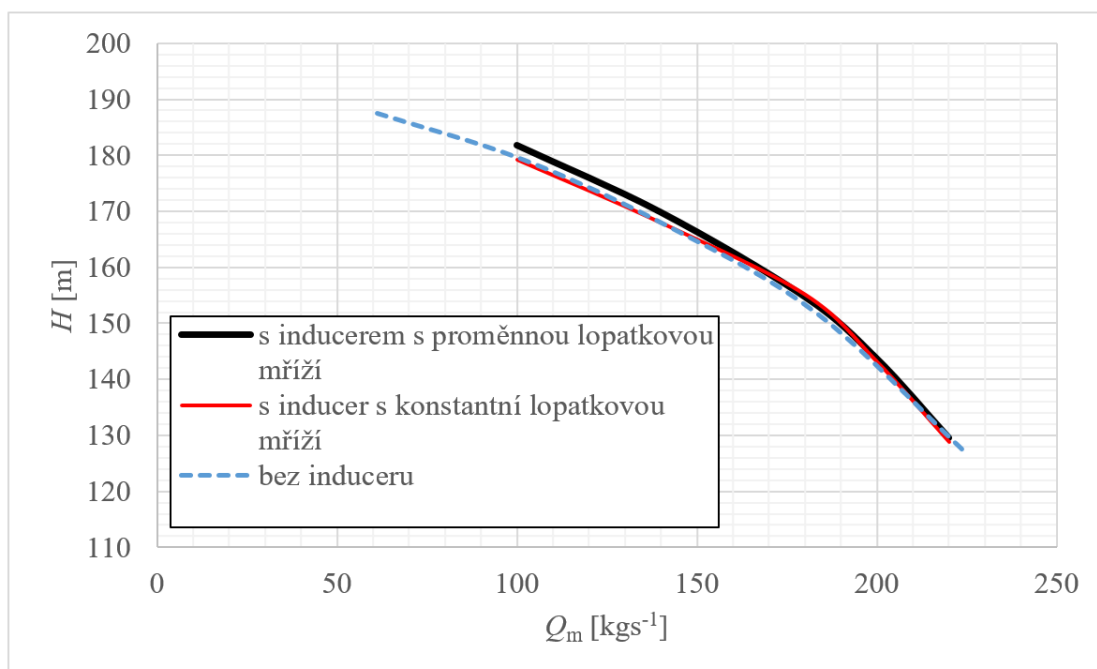


Obr. 8. 9 Porovnání strhávacích křivek pro konstrukční typy inducerů<sup>15</sup>

Bude-li docházet k dalšímu snižování tohoto tlaku, podíl parní fáze se bude prudce zvyšovat, viz Obr. 8. 7 a a Obr. 8. 8, a může dokonce dojít i k přerušení proudu kapalné fáze. Jak již bylo nastíněno v Kap. 3, v oblasti kolem kavitačního mraku budou působit velké tlakové špičky vyvozené praskáním kavit, které bude mít za následek materiálové opotřebí jak lopatek induceru, tak v pozdějších, velmi rozvinutých stádiích kavitace i oběžného kola. Ovšem při správných provozních podmínkách by neměl kavitační mrak opustit doménu induceru, bude-li se nějaký generovat.

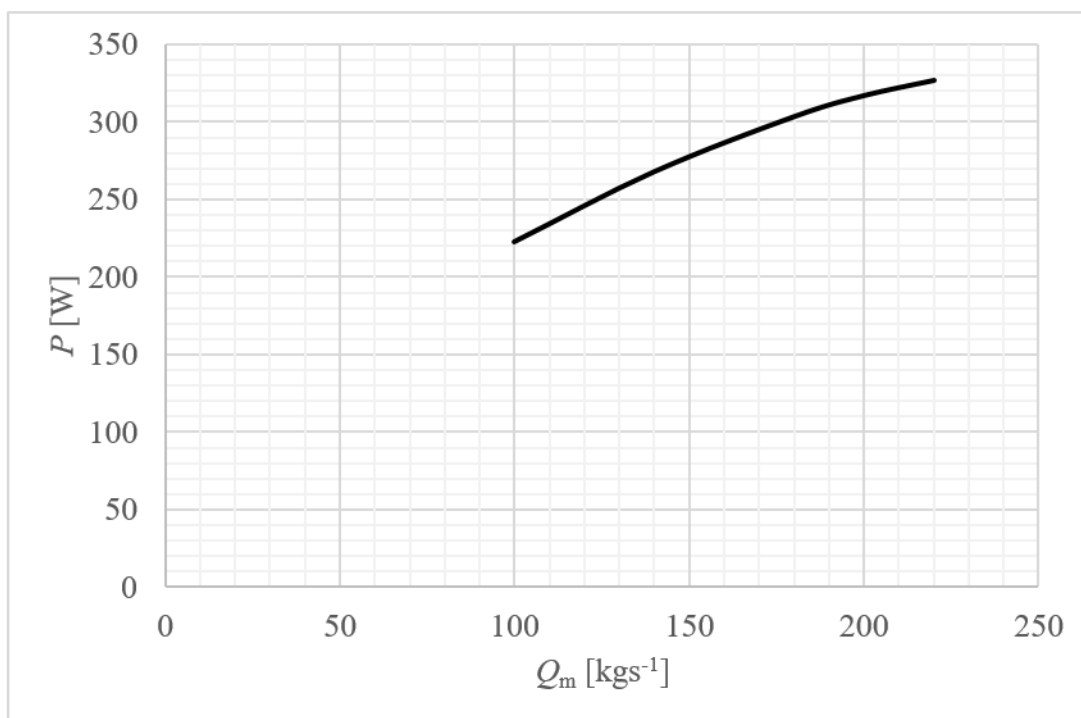
Pro zajímavost je na Obr. 8. 9 uvedeno porovnání strhávacích křivek pro inducery s proměnnou lopatkovou mříží a konstantní lopatkovou mříží. Na první pohled je patrné, že inducer s proměnnou lopatkovou mříží je co do dosahovaného strhávacího tlaku (kavitační vlastnosti) mnohem lepší, i jeho dosahovaná statická dopravní výška nabývá příznivějších hodnot.

### 8.2.2 Výkonové charakteristiky



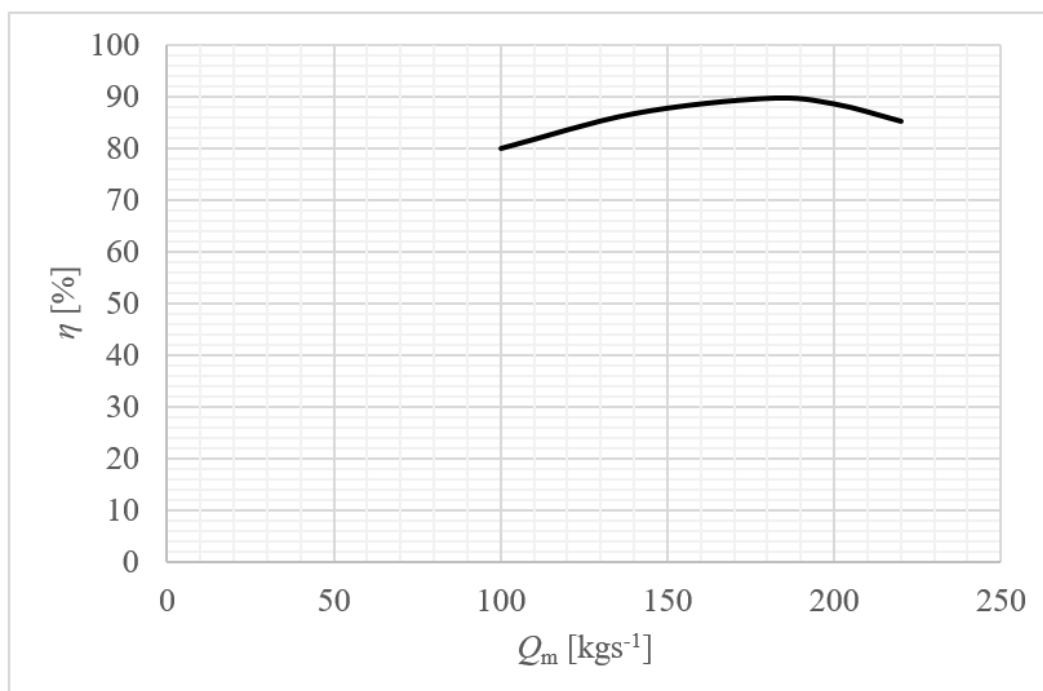
Obr. 8. 10  $Q_m - H$  charakteristika<sup>15</sup>

Při použití induceru s proměnnou lopatkovou mříží je dosahovaná dopravní výška větší nežli při použití samotného čerpadla, nebo induceru s konstantní lopatkovou mříží<sup>15</sup>.



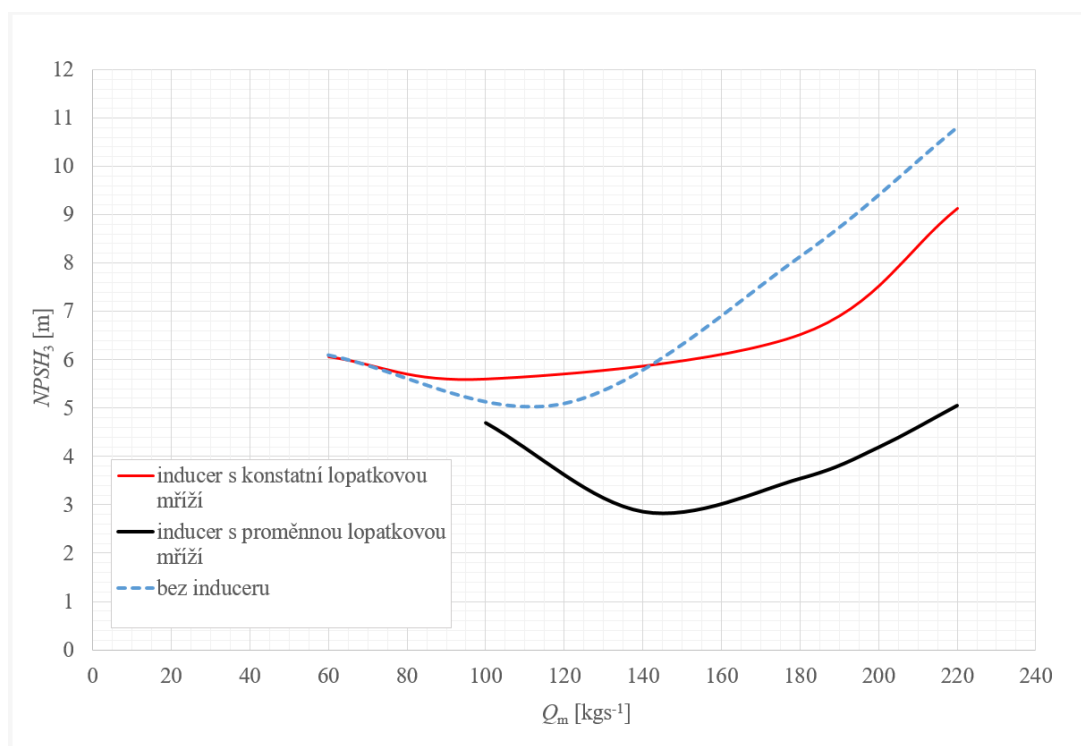
Obr. 8. 11  $Q_m - P$  charakteristika

Na obrázku Obr. 8. 11 lze vidět trend nárůstu příkonu při zvedání průtoku čerpadlem, což je klasický průběh pro odstředivé čerpadlo



Obr. 8. 12  $Q_m - \eta$  charakteristika

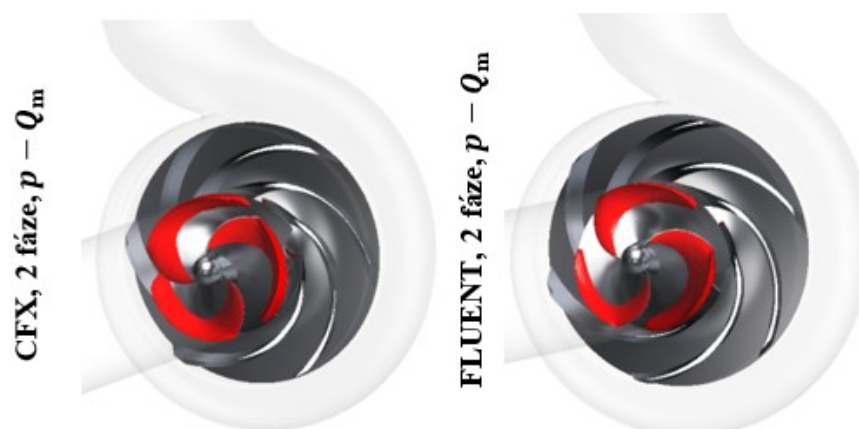
Co se týče účinností čerpadla s inducerem, Obr. 8. 12, maximální hodnota vyšla očekávaně v oblastech návrhového průtoku,  $Q_m = 180 \text{ kgs}^{-1}$ , s poměrně příznivou hodnotou zhruba 90%.



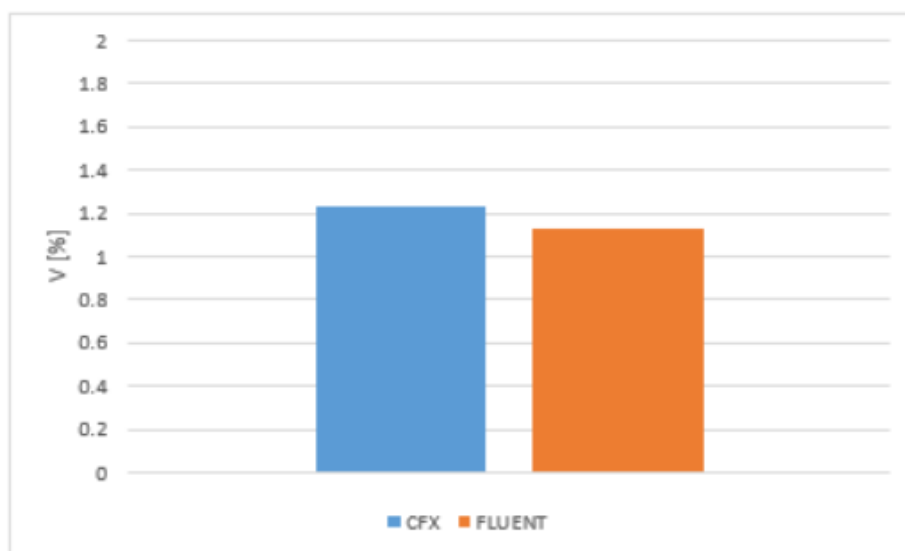
Obr. 8. 13  $NPSH_3$  charakteristika

Dle  $NPSH_3$  charakteristiky je zřejmé, že použitím induceru s proměnnou lopatkovou mříží se dosáhlo stažení  $NPSH_3$  až o polovinu vůči bez inducerové aplikace a zhruba o třetinu vůči aplikaci s inducerem s konstantní lopatkovou mříží<sup>15</sup>, což je velice pozitivní výsledek.

### 8.2.3 Porovnání vlivu výpočtových softwarů, počtu fází a okrajových podmínek na výsledek řešení

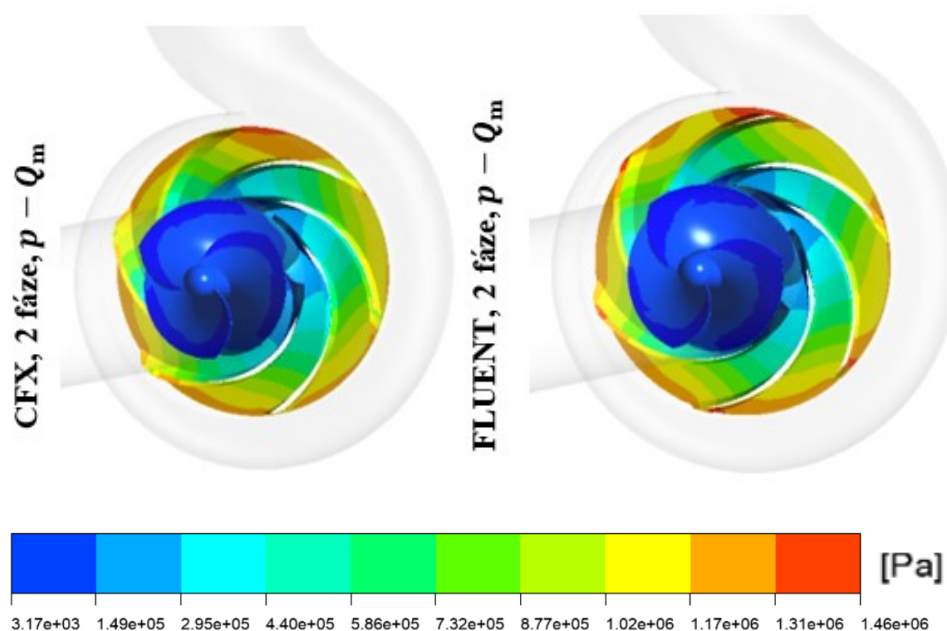


Obr. 8. 14 Porovnání oblasti páry o hodnotě objemového zlomku  $\alpha = 0.1$ , podmínky CFX  $p - Q_m$  (v levo), FLUENT  $p - Q_m$  (v pravo)



Obr. 8. 15 Procentuální podíl objemu vodní páry v oblastech induceru a oběžného kola při stejném nastavení výpočtu softwarem CFX a FLUENT

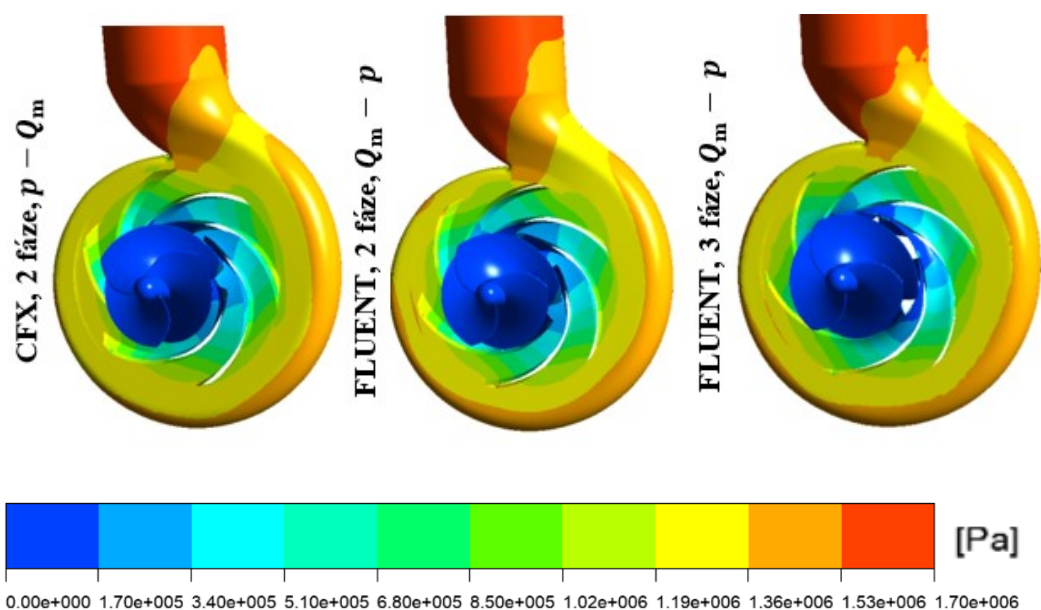
Při srovnání výsledků výpočtu pomocí obou softwarů se stejnými okrajovými podmínkami si lze všimnout jistých odlišností. Porovnání množství parní fáze ukazuje na rozdíl přibližně o 0.1% celkového objemu páry v oblasti induceru a oběžného kola. Tento rozdíl je velmi malý, připsatelný numerické chybě.



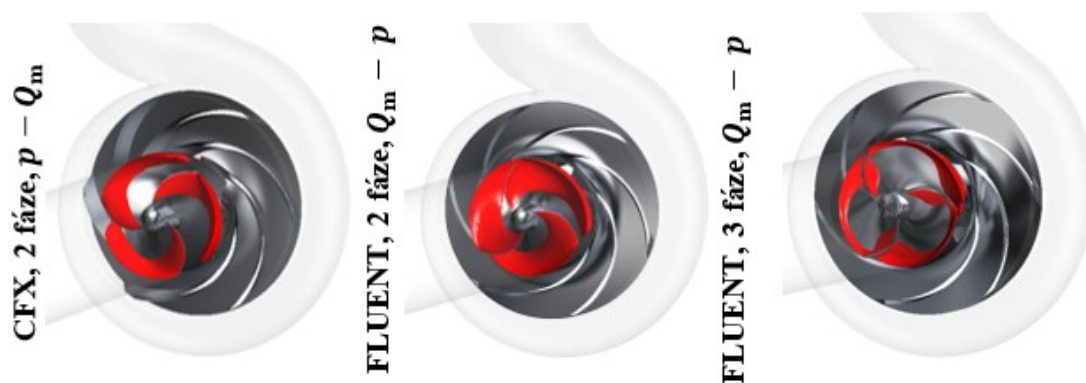
Obr. 8. 16 Porovnání tlakových polí na induceru a oběžném kole pro stejné varianty řešení 2-fázovým modelem pomocí CFX (vlevo) a FLUENT (vpravo)



Na Obr. 8. 16 je uvedeno porovnání tlakových polí na induceru a oběžného kola při přibližně stejně nastaveném výpočtu v softwaru CFX a FLUENT. Při porovnání maximální dosažené hodnoty tlaku, bylo v podstatě dosaženo shody s nepatrným rozdílem.

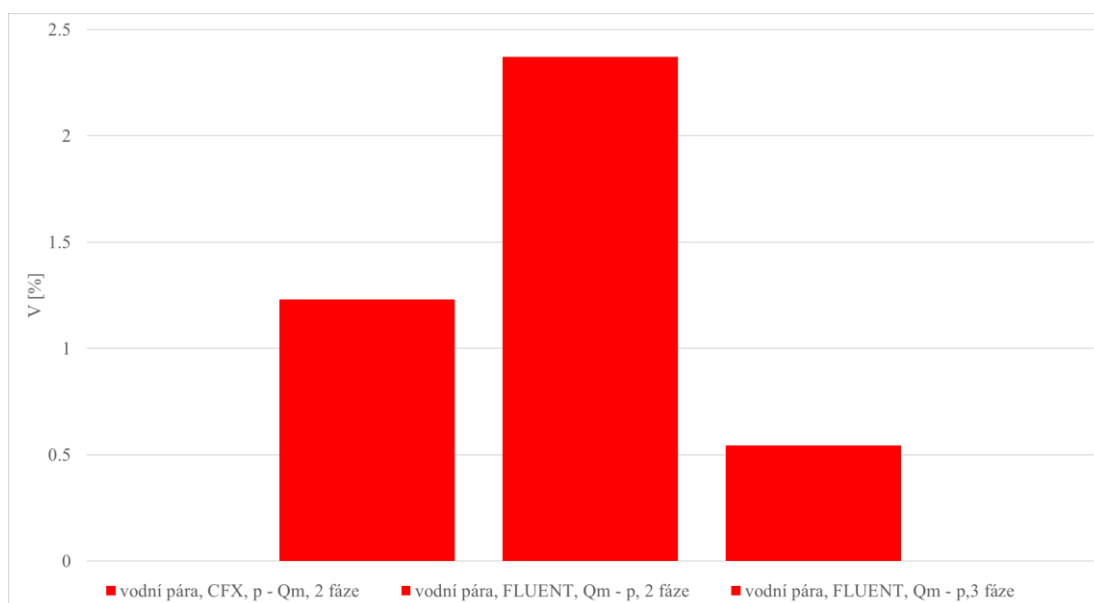


Obr. 8. 17 Statický tlak - CFX,  $p - Q_m$ , 2-fázový model (vlevo), FLUENT,  $Q_m - p$ , 2-fázový model (uprostřed), FLUENT,  $Q_m - p$ , 3-fázový model (vpravo)



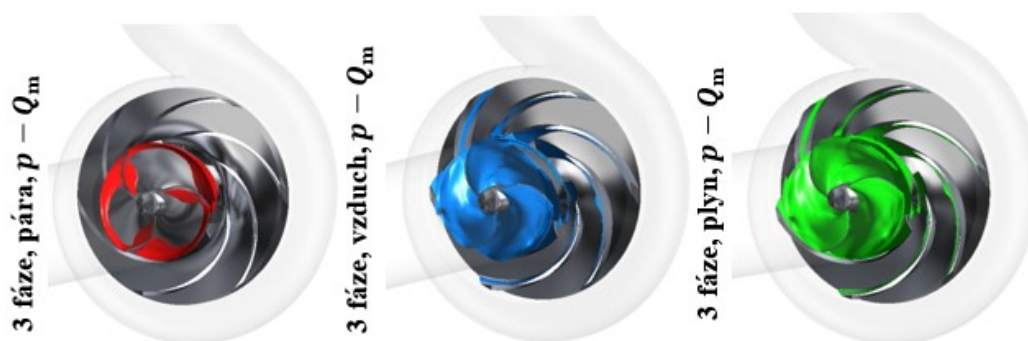
Obr. 8. 18 Porovnání oblasti páry o hodnotě objemového zlomku  $\alpha = 0.1$ , CFX,  $p - Q_m$ , 2-fázový model (vlevo), FLUENT,  $Q_m - p$ , 2-fázový model (uprostřed), FLUENT,  $Q_m - p$ , 3-fázový model (vpravo)



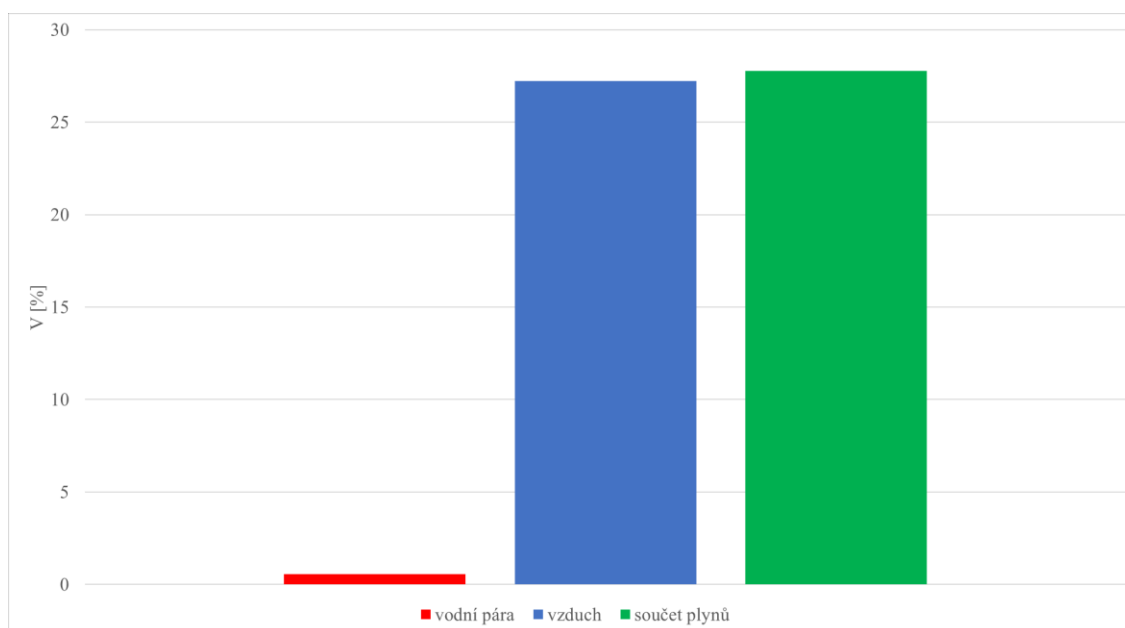


Obr. 8. 19 Porovnání procentuálního objemového zastoupení páry pro různé okrajové podmínky a počtu fází

Při 2-fázovém výpočtu se objem páry zvětšil takřka dvakrát změnou okrajových podmínek, viz Obr. 8. 18 a Obr. 8. 19. Vysvětlení tohoto trendu je vidět na Obr. 8. 17 a Obr. 8. 22, kde lze pozorovat značnou změnu tlakového pole na plochách lopatek induceru, kde při použití okrajových podmínek  $Q_m - p$  je znatelný pokles hodnot tlaků oproti podmínce  $p - Q_m$ .



Obr. 8. 20 Varianta FLUENT,  $Q_m - p$ . 3-fázový model, oblast páry  $\alpha = 0.1$  (vlevo), oblast vzduchu  $\alpha = 0.1$  (uprostřed), oblast součtu páry a vzduchu  $\alpha = 0.1$  (vpravo)

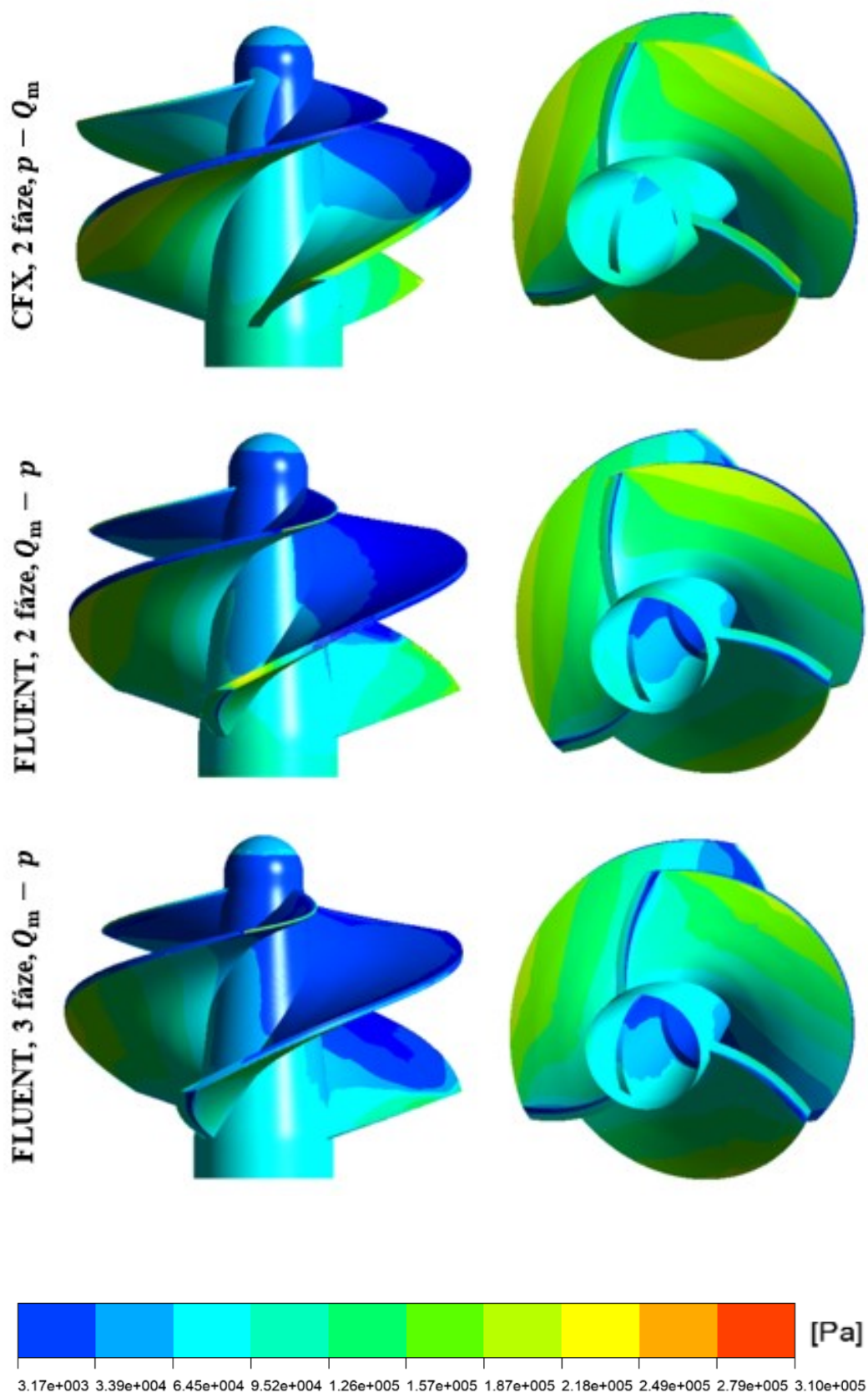


Obr. 8. 21 Procentuální podíl objemu vodní páry a vzduchu v oblastech induceru a oběžného kola

Při porovnání všech variant z hlediska objemu a distribuce kavitačního mraku je patrný jednak vliv okrajových podmínek a taktéž počet fází:

Zcela nový rozměr přináší použití 3-fázového modelu o podmínkách  $p - Q_m$ . Objem páry je znatelně nižší. Ovšem přibyl objem vzduchu, viz Obr. 8. 20 a Obr. 8. 21, který byl vyloučen z kapalně fáze z důvodu nízkého tlaku a dá se konstatovat, že potlačuje parní fázi. Vyhodnocení dosažené statické výšky je rovněž zajímavé, dosažené statická výška 2-fázového výpočtu,  $p - Q_m$  krajových podmínek je  $H = 154.17$  m, pro opačné OP, čili  $Q_m - p$  je dosahovaná výška  $H = 156.59$  m. Při použití 3-fázového modelu o OP  $Q_m - p$  je tato hodnota  $H = 156.79$  m.

Závěrem je nutno podotknout, že řešení pomocí FLUENTu bylo realizováno jako „double precision“, čili výpočet proměnných probíhal na více desetinných míst nežli u CFX. FLUENT toto opatření doporučuje při vícefázovém modelu s kavitací. Taktéž je nutno brát do úvahy výpočetní metodu, kde u FLUENTu byla zvolena metoda „coupled“, která je sice méně přesná nežli ostatní metody, je ovšem silně stabilizující a také je doporučena při řešení takto složitých fyzikálních problémů.



Obr. 8. 22 Statický tlak na induceru - CFX,  $p - Q_m$ , 2-fázový model (nahore), FLUENT,  $Q_m - p$ , 2-fázový model (uprostřed), FLUENT,  $Q_m - p$ , 3-fázový model (dole)

## 9 Závěr

Tato práce se zabývala metodikou návrhu parametrů lopatky induceru s proměnnou lopatkovou mříží pomocí analytických a empirických vzorců dle literatury<sup>1</sup>, které byly posléze upřesněny pomocí CFD analýzy. Poté byla provedena CFD simulace celku čerpadla s inducerem za účelem sestavení  $NPSH_3$  charakteristiky – čili zjištění kavitačních vlastností čerpadla po aplikaci induceru, tj. stanovení strhávací křivky.

Teoretická část této práce byla věnována popisu hydrodynamických čerpadel, teorii kavitace, popisu doprovodného experimentu na kulaté Venturiho dýze, základnímu popisu matematických modelů pro turbulentní, vícefázové proudění s kavitační a obecké teorii induceru na základě příslušné, odborné literatury. Hlavní část diplomové práce se poté věnovala samotnému návrhu geometrie lopatky induceru (podle vzorců dle odborné literatury a poté zpřesnění takto vypočtených parametrů pomocí jednofázové CFD analýzy) a následnému vyhodnocení vícefázové CFD simulace celku čerpadla a induceru (ANSYS CFX). Z této analýzy byly vyhodnoceny strhávací charakteristiky, které byly získány pro návrhový průtok  $Q_m = 180 \text{ kg s}^{-1}$  a pro vždy dva další průtoky v podoptimálním ( $Q_m = 140; 100 \text{ kg s}^{-1}$ ) a nadoptimálním režimu ( $Q_m = 200; 220 \text{ kg s}^{-1}$ ), viz přílohy A - I.

Výpočet v softwaru ANSYS CFX byl nastaven dle obvyklých zvyklostí CHV jako 2-fázový (voda, vodní pára) při OP  $p - Q_m$ . Pro možnost porovnání byla posléze provedena řada výpočtů v softwaru ANSYS FLUENT, které byly zaměřeny na vybraný návrhový průtok  $Q_m = 180 \text{ kg s}^{-1}$  s tlakem na vstupním průřezu sacího potrubí  $p_{\text{tot,inlet}} = 50 \text{ kPa}$ . Pro tuto variantu bylo provedeno vyhodnocení a porovnání výsledků 2-fázového modelu pro dvě kombinace OP a nakonec i srovnání s 3-fázovým modelem. Na základě těchto analýz lze dospět k těmto závěrům:

- CFD analýzu lze s výhodou použít při návrhu induceru, potažmo všech hydrodynamických strojů, posléze i k odhadu výkonových parametrů funkčního celku
- S použitím induceru s proměnnou lopatkovou mříží se dosahuje lepších výsledků nežli s inducerem s konstantní lopatkovou mříží, nebo jen za použití samotného čerpadla.
- Se zmenšujícím se průtokem je snadněji dosaženo kavitace (při stejných vstupních tlacích se generují větší kavitační oblasti). Optimální rovnováhu mezi náchylností ke kavitaci, příkonem a účinností lze dostat při návrhovém průtoku ( $Q_m = 180 \text{ kg s}^{-1}$ )

- Výsledky 2-fázového modelu při stejném nastavení softwaru ANSYS CFX a FLUENT jsou srovnatelné. Jediný potenciální problém je ve větší náchylnosti FLUENTu na kvalitu sítě, kde mohou hlavně na stykových plochách jednotlivých domén vznikat lokální špičky tlaku, které značně destabilizují probíhající numerický výpočet. CFX je na tento problém méně náchylný.
- Výpočet s třetí fází (vzduch) má obrovský vliv na distribuci plynů v kavitačních oblastech a hodnot dosahovaných výkonových parametrů a ostatních veličin, stejně jako rozdílné kombinace OP
- Použitím 3-fázového modelu se neúměrně zvětšuje výpočetní doba

## 10 Seznam použité literatury

### TIŠTĚNÉ ZDROJE

- [1] GÜLICH, J. F. *Centrifugal Pumps 3rd edition* 2014. ISBN 978-3-642-40114-5
- [3] BLÁHA, J., BRADA, K. *Příručka čerpací techniky*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-010-1626-9.
- [9] KOZUBKOVÁ, M. *Matematické modely kavitace a hydraulického rázu*. Ostrava, 2009, 130 s. ISBN 978-80-248-2043-9.
- [13] JABLONSKÁ, J., KOZUBKOVÁ, M., HIMR, D., WEISZ, M. Methods of Experimental Investigation of Cavitation in a Convergent - Divergent Nozzle of Rectangular Cross Section. *Measurement Science Review*. 2016(4), 197-204. ISSN 1335-8871.
- [15] ABRAHÁMEK, M. *Návrh induceru pro jednostupňové spirální odstředivé čerpadlo*: Diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2018, 62 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Sylva Drábková, Ph.D.

### INTERNETOVÉ ZDROJE

- [2] DRÁBKOVÁ, S. *Hydradynamická čerpadla*. [online], [cit. 28.4.2018.] Dostupné z archivu zip pod názvem „DRÁBKOVÁ, S.: Doprava kapalin; 3\_HD čerpadla, VŠB-TU Ostrava, 2010,, <http://www.338.vsb.cz/wpcontent/uploads/2016/03/Dopravakapalin.zip>
- [4] *Lopatky axiálního kola* [online], [cit. 5.2.2019]. Dostupné z: [https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Axial\\_geometry.jpg#/media/File:Axial\\_geometry.jpg](https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Axial_geometry.jpg#/media/File:Axial_geometry.jpg)
- [5] *Axial-flow impeller* [online], [cit. 31.3.2019]. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/figure/Axial-flow-impeller\\_fig4\\_324075173](https://www.researchgate.net/figure/Axial-flow-impeller_fig4_324075173)
- [6] DRÁBKOVÁ, S. *Hydradynamická podobnost, Rychloběžnost hydraulických strojů, Typizace*. [online], [cit. 28.4.2018.] Dostupné z archivu zip pod názvem „DRÁBKOVÁ, S.: Doprava kapalin; 7\_HD podobnost, typizace,, VŠB-TU Ostrava, 2010 <http://www.338.vsb.cz/wpcontent/uploads/2016/03/Dopravakapalin.zip>
- [7] *Kavitace lodního šroubu* [online], [cit. 3.3.2019]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Kavitace#/media/File:Cavitation\\_Propeller\\_Damage.JPG](https://cs.wikipedia.org/wiki/Kavitace#/media/File:Cavitation_Propeller_Damage.JPG)

- [8] *Extreme Example of Impeller Cavitation and Corrosion* [online], [cit. 3.3.2019]. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/figure/Extreme-Example-of-Impeller-Cavitation-and-Corrosion-Photo-courtesy-of-the-Association\\_fig10\\_318672569](https://www.researchgate.net/figure/Extreme-Example-of-Impeller-Cavitation-and-Corrosion-Photo-courtesy-of-the-Association_fig10_318672569)
- [10] *Hlučnost, decibely, tabulka hluku* [online], [cit. 1.2.2019]. Dostupné z: <https://eprehledy.cz/hlucnost-decibely-priklady-hluku.php>
- [11] DRÁBKOVÁ, S. *Kavitace v čerpadlech*. [online], [cit. 28.4.2018.] Dostupné z archivu zip pod názvem „DRÁBKOVÁ, S.: Doprava kapalin; 6\_kavitace, VŠB-TU Ostrava, 2010,, <http://www.338.vsb.cz/wpcontent/uploads/2016/03/Dopravakapalin.zip>
- [12] *Typical Suction Line Recommendations from Various Manufacturers* [online], [cit. 15.4.2019]. Dostupné z: <https://www.globalpumps.com.au/blog/typical-suction-line-recommendations-from-various-manufacturers>
- [14] KOZUBKOVÁ, M., T. BLEJCHAŘ, M. BOJKO. *Modelování přenosu tepla, hmoty a hybnosti* [online]. VŠB-TU Ostrava, 2011, 174 s. [cit. 9.5.2019]. ISBN 978-80-248-2491-8. Dostupné z: [http://www.338.vsb.cz/wp-content/uploads/2016/03/Kozubkova-Modelovani\\_prenosu\\_tepla\\_hmoty\\_a\\_hybnosti-KOZUBKOVA.pdf](http://www.338.vsb.cz/wp-content/uploads/2016/03/Kozubkova-Modelovani_prenosu_tepla_hmoty_a_hybnosti-KOZUBKOVA.pdf)

## OSTATNÍ ZDROJE

- [15] ANSYS Fluent Theory Guide (Release 18.2). 2017.

## 11 Seznam příloh

- A - Strhávací křivka,  $Q = 220 \text{ kgs}^{-1}$
- B - Vizualizace kavitačního mraku,  $Q = 220 \text{ kgs}^{-1}$
- C - Strhávací křivka,  $Q = 200 \text{ kgs}^{-1}$
- D - Vizualizace kavitačního mraku,  $Q = 200 \text{ kgs}^{-1}$
- E - Strhávací křivka,  $Q = 140 \text{ kgs}^{-1}$
- F - Vizualizace kavitačního mraku,  $Q = 140 \text{ kgs}^{-1}$
- G - Strhávací křivka,  $Q = 100 \text{ kgs}^{-1}$
- H - Vizualizace kavitačního mraku,  $Q = 100 \text{ kgs}^{-1}$

I - Procentuální objem páry v oblastech oběžného kola a induceru

J - Skreslení strhávacích charakteristik

K - Meridiální řez induceru s proměnnou lopatkovou mříží

Diplomová práce byla vypracována v rámci projektu: „Numerické modelování dynamických jevů v mechanice tekutin s podporou experimentálního výzkumu“, reg. č.: SP2019/123 Specifického výzkumu financovaného Ministerstvem školství, mládeže a tělovýchovy České republiky.



Rád bych touto cestou poděkoval vedoucí mé diplomové práce prof. RNDr. Miladě Kozubkové, CSc. za její vstřícnost, pomoc, vedení, kritiku a její připomínky při vypracování této práce. Dále bych rád poděkoval panu Ing. Lukáši Zavadilovi, Ph.D. za jeho pomoc při samotném návrhu induceru a posléze s CFD analýzou. Taktéž děkuji panu doc. Ing. Tomáši Blejchaři, Ph.D. za jeho pomoc s CFD analýzou.